

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

REC'D 27 JUN 2003

WIPO PCT

2004

10/510141

PRIORITY DOCUMENT
 SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
 COMPLIANCE WITH
 RULE 17.1(a) OR (b)



**Prioritätsbescheinigung über die Einreichung
 einer Patentanmeldung**

Aktenzeichen: 102 15 715.4

Anmeldetag: 10. April 2002

Anmelder/Inhaber: LuK Lamellen und Kupplungsbau Beteiligungs KG,
 Bühl, Baden/DE

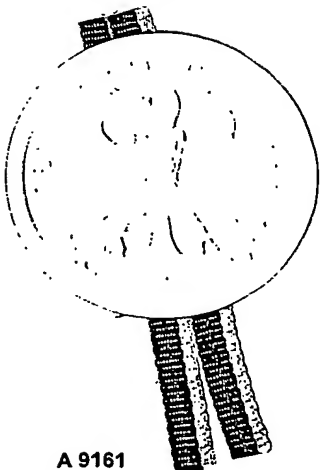
Bezeichnung: Antriebsstrang und Verfahren zu dessen Betrieb

IPC: B 60 K, F 16 H, F 16 D

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 22. Februar 2003
 Deutsches Patent- und Markenamt
 Der Präsident
 Im Auftrag

Waasmoier



LuK Lamellen und Kupplungsbau Be-
teiligungs KG

Industriestraße 3

77815 Bühl

0790

Patentansprüche

- 5 1. Kraftfahrzeug mit einem Antriebsstrang, mit einer Brennkraftmaschine und einem nachgeschalteten Getriebe, wobei zwischen einer Kurbelwelle der Brennkraftmaschine und einer Eingangswelle des Getriebes ein geteiltes Schwungrad mit zumindest zwei gegeneinander entgegen der Wirkung einer Energiespeichervorrichtung relativ verdrehbaren Massen angeordnet ist und zumindest eine der Massen mit der Kurbelwelle und zumindest eine Masse mit einer Eingangswelle des Getriebes unter Zwischenschaltung einer Reibungskupplung verbindbar ist.
- 10 2. Kraftfahrzeug mit einem Antriebsstrang, mit einer Brennkraftmaschine und einem Getriebe, wobei zwischen einer Kurbelwelle der Brennkraftmaschine und einer Eingangswelle des Getriebes ein hydrodynamischer Drehmomentwandler angeordnet ist und dieser hydrodynamische Drehmomentwandler mittels einer Wandlerüberbrückungskupplung überbrückbar ist.
- 15 3. Kraftfahrzeug mit einem Antriebsstrang, mit einer Brennkraftmaschine und einem Getriebe, wobei zwischen einer Kurbelwelle der Brennkraftmaschine und zumindest einer Eingangswelle des Getriebes zumindest eine Reibungskupplung vorgesehen ist, die mittels eines hydraulischen Ausrücksystems, zumindest bestehend aus einem hydraulischen Nehmerzylinder, einem hydraulischen Geberzylinder und einer diese verbindenden hydraulischen Leitung, betätigt wird.
- 25 4. Kraftfahrzeug mit einem Antriebsstrang, mit einer Brennkraftmaschine und einem Getriebe, sowie einer eine Kurbelwelle der Brennkraftmaschine und eine Getriebeeingangswelle des Getriebes verbindende Drehmomentübertragungseinrichtung, wie Reibungskupplung oder hydrodynamischer Drehmomentwandler, wobei in zumindest eine Wange der Kurbelwelle ein Schwingungstilger zur Verminderung von Drehungleichförmigkeiten der Brennkraftmaschine vorgesehen ist.
- 30

5. Kraftfahrzeug mit einem Antriebsstrang, mit einer Brennkraftmaschine und einem bezüglich seiner Übersetzung kontinuierlich verstellbaren Umschlingungsmittelgetriebe, bestehend aus einem Getriebeeingangsteil mit einem ersten Kegelscheibensatz und
5 einem Getriebeausgangsteil, mit einem zweiten Kegelscheibensatz sowie einem endlosen, beide Kegelscheibensätze umschlingenden Umschlingungsmittel, wobei jeweils eine Kegelscheibe eines Kegelscheibensatzes gegenüber einer zweiten Scheibe des Kegelscheibensatzes axial mittels hydraulischen Drucks verlagerbar ist.

10 6. Kraftfahrzeug mit einem Antriebsstrang, insbesondere nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass das Umschlingungsmittel aus einer Kette gebildet ist, die aus in Laufrichtung hintereinander folgenden Laschenverbänden besteht, die quer zur Laufrichtung von Stegen durchdrungen werden, wobei diese Stege an ihren axialen Enden jeweils in Reibeingriff mit den beiden Kegelscheiben eines Kegelscheibenpaares
15 stehen.

7. Kraftfahrzeug mit einem Antriebsstrang, insbesondere nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass das kontinuierlich verstellbare Umschlingungsmittelgetriebe Teil eines leistungsverzweigten Getriebes ist.

20 8. Kraftfahrzeug mit einem Antriebsstrang, mit einer Brennkraftmaschine und einem Getriebe, wobei das Getriebe ein Kurbelgetriebe ist.

25 9. Kraftfahrzeug mit einem Antriebsstrang, einer Brennkraftmaschine und einem Getriebe, wobei das Getriebe ein automatisiertes Schaltgetriebe mit zumindest einer Getriebeeingangswelle ist und die Schaltvorgänge mittels einer Aktorik erfolgen, die zumindest aus einem Elektromotor gebildet ist.

30 10. Kraftfahrzeug mit einem Antriebsstrang, mit einer Brennkraftmaschine mit einer Kurbelwelle und einem Getriebe mit zumindest einer Getriebeeingangswelle, wobei eine Elektromaschine mit der Kurbelwelle und/oder der Getriebeeingangswelle koppelbar ist.

11. Kraftfahrzeug mit einer Pumpe zur hydraulischen Versorgung von Lenkungssystemen und/oder Fahrwerkssystemen und/oder Getriebesystemen, insbesondere Flügelzellenpumpe oder Radialkolbenpumpe oder Zahnradpumpe, wobei die Pumpe Einrichtungen zur Regelung des Volumenstroms aufweist.

5

12. Kraftfahrzeug mit einer Pumpe, wie Flügelzellenpumpe oder G-Rotor-Pumpe oder Rollenzellenpumpe, insbesondere zur Schmierölversorgung eines Verbrennungsmotors, wobei der Volumenstrom der Pumpe temperaturabhängig beeinflussbar ist.

10

13. Kraftfahrzeug mit einer Klimaanlage mit Klimakompressor, wie Schwenkringkompressor, insbesondere zur Verwendung von CO_2 als Kältemittel, wobei die Klimaanlage zur Kühlung und/oder Erwärmung durch Verwendung als Wärmepumpe einsetzbar ist.

15

14. Kraftfahrzeug mit einem Getriebe, insbesondere automatisiertes Schaltgetriebe, wobei verschiedene Schalt- und Kupplungsstrategien hydraulisch und/oder elektromotorisch ausgeführt werden können.

Antriebsstrang und Verfahren zu dessen Betrieb

Die große Verbreitung des ZMS in Figur 1 beruht nicht zuletzt auf dem in vieler Hinsicht gut funktionierenden und kostengünstigen Bogenfederdämpfer. Zu den Stärken gehören:

- Hohe Reibung bei großen Verdrehwinkeln (Start) und niedrige Reibung bei kleinen Verdrehwinkeln (Zug)
- Niedrige Federrate dank guter und flexibler Bauraumausnutzung
- Anschlagsdämpfung integrierbar (Dämpfungsfeder)

Jedes Konzept hat natürlich auch seine Schwächen. Unter Drehzahl entsteht durch die Fliehkraft zusätzliche Reibung zwischen der Bogenfeder und der Schale. Die Isolation des Getriebes im Zug – der Hauptgrund, warum ZMS eingesetzt werden – wäre ohne diese zusätzliche Reibung besser. Außerdem kann die Bogenfeder durch diese Reibung im Kanal vorgespannt liegen bleiben. Trifft der Flansch auf eine vorgespannte Bogenfeder, wirkt diese wie eine starre Wand. Die Schwingungs-isolation geht verloren.

Im Rahmen dieses Beitrages werden hauptsächlich Maßnahmen aufgezeigt, die mehrere Betriebszustände verbessern. Die Diskussion wird geführt anhand:

- der Isolation im Zug, die die Hauptfunktion des ZMS darstellt,
- des Lastwechselverhaltens im Schub. Das ist ein typisches Beispiel für einen Zustand, der durch die im Kanal vorgespannte Bogenfeder beeinflusst wird.

Zum leichteren Verständnis von Einflussfaktoren auf das Reibverhalten von Bogenfedern unter Fliehkraft kann man den physikalischen Zusammenhang betrachten:

$$\text{Fliehkraft} = m \cdot \omega^2 \cdot r$$

$$\text{Verschiebemoment} = \mu \cdot m \cdot \omega^2 \cdot r^2$$

$$\text{Verschiebemoment bei } 3000 \text{ min}^{-1}$$

$$0,15 \cdot 1 \text{ kg} (300 \text{ rad/s})^2 \cdot (0,12 \text{ m})^2 = 200 \text{ Nm}$$

Bei 3000 min^{-1} beträgt das Moment, um die Bogenfeder zu verschieben, rund 200 Nm. Wird eine solche Bogenfeder an den Anschlag geschoben, liegt sie auch nach der Entlastung noch mit 200 Nm vorgespannt am Anschlag. Es ist leicht vorstellbar, dass typische Schubmomente von etwa 40 Nm die Bo-

genfedern nicht mehr federnd betätigen können. (Es stehen aber Gegenmaßnahmen durch Änderung der Flanschgeometrie oder der Innenfeder zur Verfügung!).

Aber auch bei z. B. 1500 min^{-1} , ein besonders für die Zugisolation interessanter Bereich, kann diese Reibung mit 50 Nm nicht vernachlässigt werden.

Den größten Einfluss hat der Kontaktradius Bogenfeder zu Bogenfederschale. Verlagert man den Dämpfer radial nach innen, wie es z. B. im DFCII oder bei ihrer modernen Variante SRD (Small Radial Damper), Figur 2, realisiert wurde, nimmt die Reibung quadratisch ab. Solche Konzepte lösen weitgehend fliehkraftbedingte Probleme, haben sich aber bisher nicht durchgesetzt, denn es geht dadurch Federkapazität verloren, so dass das abdeckbare Motormoment reduziert ist.

Beim Gewicht der Bogenfedern ist das Optimierungspotenzial nicht hoch, da geringeres Gewicht zwangsläufig weniger federndes Volumen und damit im Allgemeinen einen schlechteren Abkopplungsgrad bedeutet. Niedrige Gewichte lassen sich am einfachsten über eine höhere Auslegungsspannung erreichen. Das Potenzial hierfür dürfte weitgehend ausgeschöpft sein.

Auch durch den Entfall der Innenfeder lässt sich eine 20%ige Gewichtsreduzierung erreichen. Um das Anschlagmoment beizubehalten, muss dann die Drahtstärke der Außenfeder soweit erhöht werden, dass im Vergleich zum Bogenfederpaket die Steifigkeit noch höher ausfällt. Die Isolation im Zug aber bleibt gleich, denn das geringere Gewicht führt zu geringerer Reibung, was die höhere Steifigkeit kompensiert. Das lässt sich allerdings nur umsetzen, wenn das Startverhalten des Motors unkritisch ist.

Vorteilhaft ist es, die Funktionsverbesserungen über den Weg der Reibungsreduzierung zwischen Bogenfeder und Schale zu erreichen. Zwar fehlt die Reibung dann im Start, das kann aber durch zweistufige Bogenfedern mit ihren sehr günstigen niedrigen Steigungen in der für den Start relevanten ersten Stufe oder aber durch Reibsteuerscheiben kompensiert werden.

Eine Verringerung des Reibwertes kann theoretisch durch eine Änderung jeder der drei Bestandteile des Tribosystems Gleitschale – Fett – Bogenfeder erreicht werden.

Das Verhalten der Gleitschale lässt sich mit Hilfe von Beschichtungen beeinflussen. Versuche mit sehr unterschiedlich beschichteten Gleitschalen zeigten aber, dass mit Beschichtungen z. Zt. keine ausreichende Verschleißfestigkeit zu erzielen ist. Auf eine Darstellung der Ergebnisse wird hier verzichtet.

Für das Fett liegt bereits neben dem Standardfett eine reiboptimierte Variante vor. Weitere Verbesserungen erscheinen schwierig. Interessanterweise zeigte sich, dass eine Erhöhung der Fettmenge zu einer Verbesserung des Verhältnisses Haft- zu Gleitreibung führt.

Der Einfluss von Gleitschuhen, die den Reibkontakt von Stahl/Stahl auf Polyamid/Stahl umstellen, soll hier am Beispiel des Problems

"Schlag beim schubseitigen Lastwechsel" diskutiert werden. In Figur 3 ist hierzu eine Messung zu sehen.

Bei den abwechselnden Zug- und Schubphasen erkennt man am relativen Verdrehwinkel, dass die Bogenfeder in der Zugphase verstellt wird, in der Schubphase aber auf eine „Wand“ auftrifft. In dem hier gemessenen Fahrzeug war dieses Aufschlagen spürbar und wurde beanstandet.

Um das Verhalten des ZMS besser zu verstehen, wurde das Lastwechselverhalten unter Drehzahl auf dem Prüfstand simuliert (Figur 4).

Nach der Zugbelastung auf 300 Nm und der nachfolgenden Entlastung wird die Bogenfeder bei 28° abgelegt und liegt demnach vorgespannt im Kanal. Vor dem Auftreffen auf die „Wand“ von 120 Nm muss ein Leerweg von 28° durchfahren werden. Während dieses Durchfahrens würde im Fahrzeug der Motor mitsamt primärem Schwungrad Schwung holen und dann auf die „Wand“ aufschlagen.

Die geringe Hysterese im Schubbereich führt zu einem nahezu vollelastischen Impulsaustausch mit der „Wand“.

Eine deutliche Reduzierung des Reibwertes würde mehrfach helfen: Erstens entsteht ein kleinerer Freiwinkel, so dass der Motor weniger Schwung holen kann. Zweitens ist die Bogenfeder dann nicht so hoch vorgespannt, die „Wand“ wird weniger hoch und damit leichter verschiebbar.

Die Gleitschuhe werden einfach auf die Windungen der Bogenfeder aufgeclippt (Figur 5), wodurch nach wie vor alle Windungen federn können. Wenn die Bogenfeder auf Block geht, bleibt außen zwischen den Windungen noch genug Platz, sodass Impaktbelastungen nicht direkt über den Schuh geleitet werden.

Die hierdurch erzielte Verbesserung des Lastwechselverhaltens ist erstaunlich (Figur 6). Jetzt kann die Vorspannung beim Übergang in den Schub überwunden und die Bogenfeder noch annähernd 10° weiter verstellt werden.

Das spiegelt sich auch in der auf dem Prüfstand gemessenen Kennlinie wider (Figur 7). Die Bogenfeder entspannt sich bis auf 12° (weniger „Schwung“), die „Wand“ ist deutlich reduziert (einfacher zu verschieben) und die Hysterese hoch (gute Dämpfung des Aufschlages).

Trotz spürbarer Verbesserungen im Lastwechsel gab es leider keine deutliche Verbesserung der Zugisolation (Figur 8).

Auch bei Messungen der Teilschleifen, die den Zug abbilden, konnte eine Reibungsreduzierung nicht beobachtet werden (Figur 9).

Die Hauptfunktion des ZMS ist, wie bereits erwähnt, die möglichst gute Abkoppelung des Getriebes. Um die immer höher werdenden Motormomente bei gleichem Bauraum abzudecken, müssen die Kennlinien steiler werden. Das führt natürlich zu einer Verschlechterung der Zugisolation. Da höhere Motor-

momente außerdem mit höheren Ungleichförmigkeiten einhergehen, müsste der Dämpfer sogar noch mehr leisten, um die Ungleichförmigkeit und damit das Geräuschniveau im Getriebe gering zu halten.

Diese Thematik wurde immer wieder aufgegriffen. Bereits 1990 wurde dargelegt, wie ein reibungsfreier Innendämpfer die Zugisolation verbessern kann. Solche ZMS sind seit vielen Jahren bei verschiedenen Fahrzeugherstellern in Serie. Im Folgenden wird eine Konstruktion vorgestellt, die eine möglichst niedrige Federrate erlaubt.

Das Multi - ZMS weist einen solchen neuartigen Innendämpfer auf (Figur 10).

Jeweils zwei Druckfedern liegen hintereinander und sind in Reihe geschaltet. Dazwischen liegen die Nasen eines speziellen umlaufenden Rings, der außerdem die Aufgabe hat, die unvermeidlichen Fliehkräfte reibungsfrei aufzunehmen.

Im Schnitt unterscheidet sich dieser Dämpfer wenig von einem herkömmlichen Innendämpfer und braucht ähnlich viel Platz (Figur 11). Er bietet einen beachtlichen Verdrehwinkel von 18° bei einem Anschlagmoment von 400 Nm. Hierdurch kann eine deutliche Verbesserung der Zugisolation erreicht werden (Figur 12).

Da dieser Innendämpfer während der Startphase einen nicht unerheblichen Teil der Arbeit dem außenliegenden Bogenfederdämpfer abnimmt, darf letzterer auch für kritische 4 Zylinder Diesel Anwendungen steiler ausgelegt werden. Das erlaubt eine neue Bogenfederanordnung: Die sogenannte Viererteilung. Die normale Bogenfeder wird hierbei geteilt und der Flansch zwischen den beiden Bogenfederteilen statt über den Anschlag angeordnet (Figur 10). Die eine Bogenfeder ist jetzt nur noch im Zug, die andere nur im Schub aktiv.

Damit kann der Flansch nicht mehr auf eine vorgespannte Bogenfeder stoßen, das schubseitige Anschlagen beim Lastwechsel gibt es nicht mehr, und die Isolation im Schubbetrieb ist exzellent.

Da im Zug bei der normalen Bogenfederanordnung nur ein Teil federt, ist die Zugisolation bei der Viererteilung kaum beeinträchtigt. Durch unterschiedliche Auslegung der im Zug und der im Schub betätigten Bogenfedern entsteht weiteres Optimierungspotenzial.

Immer wieder ist versucht worden, ein Fliehkraftpendel als Tilger einzusetzen. Theoretisch kann damit die Haupterregende, für 4-Zylinder die 2. Ordnung, eliminiert werden. Intensive Analysen zeigten aber, dass sich in

der Kupplungsglocke im vorhandenen Bauraum kaum solche Pendel unterbringen lassen. Wie wäre es aber mit einer Kombination mit dem ZMS? Zwei Bauarten sind denkbar (Figur 13). Bei der primärseitigen Anordnung wirkt das Fliehkraftpendel auch für den Nebenabtrieb, dafür sind relativ große Massen nötig (3-5 kg).

Bei der sekundärseitigen Anordnung wirkt das Fliehkraftpendel nicht für die Nebenabtriebe, dafür aber können die Massen auf rund 1 kg reduziert werden. Der zusätzliche Platzbedarf entspricht einem herkömmlichen Innendämpfer. Durch die Anordnung innerhalb des ZMS - Fettraumes kann die nötige Schmierung durch das ZMS - Fett übernommen werden (Figur 14).

Um die großen Pendelwinkel unterhalb der Leerlaufdrehzahl beherrschbar zu machen, wird das Fliehkraftpendel frequenzmäßig geringfügig oberhalb der Hauptordnung abgestimmt. Auch die Toleranzempfindlichkeit wird hierdurch deutlich geringer (Figur 15)

Der Zugisolationsgewinn leidet zwar geringfügig darunter, aber eine Verbesserung von 20% wurde immerhin erreicht (Figur 16).

Bei einem 4-Zylinder mit seiner größeren Ungleichförmigkeit und höheren Resonanzdrehzahl wird die Wirkung geringer ausfallen (Figur 17), wenn die Pendelmasse nicht entsprechend erhöht werden kann. Es bleibt abzuwarten, ob und für welche Anwendungen sich ZMS mit Fliehkraftpendel durchsetzen können.

Aber auch zum Gleitschuh – ZMS gibt es noch innovative Möglichkeiten, die Zugisolation zu verbessern: Das sogenannte Rollschuh – ZMS. Kern der Idee ist es, die Reibung zum primären Schwungrad durch den Einsatz eines Nadellagers in den Schuhen zu eliminieren.

Die Konstruktion geht aus Figur 18 hervor. Während der äußere Gleitschuh den herkömmlichen Reibkontakt zum primären Schwungrad herstellt, ist der innere Gleitschuh über das Nadellager, das auf gehärteten Blechstreifen läuft, abgekoppelt. Da ein solches Linearlager nur für einen beschränkten Winkel von wenigen Grad ausgelegt werden kann, übernimmt der äußere Gleitschuh größere Winkelbewegungen. Es findet damit eine Funktionstrennung statt zwischen der Beanspruchung im Zug, der durch kleine Winkelbewegungen gekennzeichnet ist und in der Reibung unerwünscht ist, und dem Start, der durch große Winkelbewegungen gekennzeichnet ist und bei dem hohe Reibung erwünscht ist.

Zwar ist der Bauraum für die Bogenfeder etwas reduziert, was aber bei weitem durch das reibungsreduzierende Nadellager ausgeglichen wird. Der Winkel, in dem das Nadellager wirkt, beträgt zum Beispiel $\pm 3,5^\circ$, so dass damit für 4-Zylinder Diesels der Zugbereich ab rund 1500 min^{-1} vollständig abgedeckt werden kann. Ein Isolationsgewinn von 40% kann mit diesem Prinzip erreicht werden (Figur 19). Unterhalb von 1500 min^{-1} , wo die Schwingwinkel über jenen $\pm 3,5^\circ$ liegen, wirken die Rollen nur teilweise, und deshalb ist die Isolationsverbesserung auch nur noch teilweise vorhanden. Der benötigte Bauraum reduziert natürlich den Durchmesser der Bogenfeder etwas. Die für den Start wichtige mittlere Federrate erhöht sich aber lediglich um rund 10%.

Bei der Entwicklung innovativer Konzepte für Wandler und Wandlerüberbrückungskupplungen müssen globale Trends in der Antriebstechnologie in Betracht gezogen werden. Die Konsumenten der Zukunft werden weitere Verbesserungen in folgenden Bereichen erwarten:

- Kraftstoffverbrauch
- Lebensdauer
- Leistung
- Komfort
- Kosten

Antriebsstrangingenieure werden die Wünsche der Verbraucher in diesem Jahrzehnt ganz anders angehen. In bezug auf die Wandlerentwicklung müssen mehrere neue Antriebsstrangvariationen und Tendenzen berücksichtigt werden:

- CVT (stufenloses Getriebe)
- 6-Gang-Automatikgetriebe
- Zylinderabschaltung
- Startergenerator-Systeme
- Gesteigertes Drehmoment / mehr Zylinder
- Dieselmotoren / Benzin Direkteinspritzung
- Niedrigere Überbrückungsdrehzahlen
- Wandler-Leerlaufabkopplung

Zur Lösung von NHV-Problemen kann auch eine schlupfende Wandlerüberbrückungskupplung eingesetzt werden. Im Gegensatz zur Dämpfermethode bietet eine schlupfende Überbrückungskupplung eine Schwingungs-isolierung, indem die Schwingungsenergie des Motors absorbiert oder gefiltert wird, bevor sie den Antriebsstrang anregt (Figur 20). Obwohl Schlupf eine Verlustenergie erzeugt, ist der Wirkungsgrad einer schlupfenden Überbrückungskupplung im Allgemeinen wesentlich höher als der des unüberbrückten Wandlers.

Durch den Betrieb des Motors in einem günstigeren spezifischen Verbrauchspunkt wird eine Reduktion des Verbrauchs bei schlupfender Kupplung erzielt. Der unerwünschte Energieverlust durch den Schlupf wird in Wärme umgewandelt, die durch das Getriebeöl abgeführt wird. Eine Absenkung der Temperatur ist von entscheidender Bedeutung, damit sich die Eigenschaften des Reibmaterials und des Getriebeöls nicht verschlechtern. Geschädigtes Reibmaterial und/oder Öl können ein nachteiliges Rupfen oder Probleme mit der Ansteuerbarkeit der Wandlerüberbrückungskupplung und der restlichen Schaltelemente im Getriebe zur Folge haben.

- organische Beläge mit Kühlnuten
- Carbonfaserbeläge

Der genutete organische Belag bietet sehr gute Reibeigenschaften sowie einen potentiellen Kostenvorteil, während die Carbonfasertechnologie eine verbesserte Lebensdauer, insbesondere für Hochleistungsanwendungen, bereitstellt.

Wenn die derzeit gebräuchlichen Reibmaterialien mit der Zeit verschleifen, nimmt die Nuthöhe und damit der Kühlölstrom ab und mindert die Kühlleistung. LuK befaßt sich derzeit mit der Entwicklung von Nuten in der Gegenlaufläche, die in den Wandlerdeckel eingeprägt werden. Bei diesem Konzept wird ein über der Lebensdauer nahezu konstanter Kühlölstrom beibehalten (Figur 21). Da die Nuten im Deckel nicht verschleifen, müssen sie auch nicht so tief sein wie bisher im Papierbelag. Daher ist eine größere Anzahl von Nuten möglich, wodurch das Durchspülen der Reibfläche verbessert wird (Figur 22). Darüber hinaus bewirken die Seiten der Nuten und die geringere Nuttiefe eine bessere Wärmeübertragung. Das Ergebnis ist eine bessere Kühlleistung an der Reibfläche als bei einer Wandlerüberbrückungskupplung mit genutetem Belag bei gleicher Durchflussrate.

Für einen verbesserten Fahrkomfort ist es von Vorteil, die Wandlerüberbrückungskupplung bei einer hohen Differenzdrehzahl und/oder hohen Drehmomenten zu betätigen, wodurch große Energiemengen abgeführt werden müssen. Für dieses Szenario ist es sinnvoll, den Kühlölstrom im Verhältnis zur Leistung zu steigern. Bei den heutigen Konzepten hängt die Durchflussrate jedoch nur vom Druck und damit vom erforderlichen Drehmoment der Überbrückungskupplung ab. Um dieser Anforderung gerecht werden zu können, ist LuK derzeit mit der Entwicklung eines innovativen Konzepts beschäftigt (Figur 23).

Der Kühlölstrom über die Kupplung wird durch eine Weiterleitung des Öles in den Nuten des Deckels von der Hochdruckseite zu den Kolbenkammern und dann zu den Nuten der Niederdruckseite sichergestellt. Das Befüllvolumen der Kolbenkammern steigt mit dem Druck, und damit mit dem Kupplungsmoment, proportional an. Der Kühlölstrom hängt ferner von der Relativedrehzahl zwischen dem Wandlerdeckel (Motor) und dem Kolben der Überbrückungskupplung (Getriebe) ab, da die Kolbenkammern mehr oder weniger Nuten überstreichen. Demzufolge variiert der Kühlölstrom proportional zur jeweiligen Verlustleistung, da er sowohl von der Differenzdrehzahl als auch vom Moment der Überbrückungskupplung proportional abhängt.

Die Verluste innerhalb des Wandlers können noch weiter minimiert werden. Für eine Optimierung des Wirkungsgrads sollte die Überbrückungskupplung so lange wie möglich geschlossen bleiben. Eigenfrequenzen des Antriebstrangs begrenzen den Betrieb der Kupplung jedoch auf höhere Motordrehzahlen. Bei Fahrzeugen mit Handschaltgetriebe wird diese Begrenzung durch den Einsatz eines Zweimassenschwungrads überwunden, das diese Eigenfrequenzen absenkt und niedrigere Betriebsdrehzahlen zulässt.

Wenn ein Fahrzeug an einer Ampel steht, pumpt der Wandler Öl, ohne dass jedoch nutzbare Arbeit verrichtet wird. Manche Hersteller schalten das Getriebe in den Leerlauf, indem sie eine Kupplung im Getriebe öffnen. Um das Fahrzeug in Bewegung zu versetzen, muss die Kupplung schnell wieder betätigt werden, was voraussetzt, dass die freilaufenden Getriebekomponenten

abrupt zum Stillstand kommen (Figur 24). Dies muss vorsichtig erfolgen, um einen Stoß beim Betätigen der Kupplung zu vermeiden – ähnlich dem Stoß, der spürbar ist, wenn ein Getriebe in „D“ geschaltet wird.

LuK hat den Multifunktionswandler für Zwei- und Dreikanalkonzepte entwickelt, um:

1. die Eigenfrequenzen des Antriebstrangs abzusenken und
2. eine Leerlauf-Abkopplung zu verwirklichen.

In Figur 25 ist der Querschnitt eines Zweikanalkonzepts zu sehen. Eine zweite Kupplung wurde zwischen Deckel und Pumpe eingesetzt. Der Öffnungsdruck der Überbrückungskupplung (Kanal 2 in Figur 25) wird zwischen der Eingangswelle und der Leitradwelle zugeführt, und der Betätigungsdruck der Kupplung (Kanal 1 in Figur 25) wird zwischen dem Pumpenhals und der Leitradwelle zugeführt. Da beim Stillstand für beide Drücke hohe Werte aufrechterhalten werden, wird kein Drehmoment auf die Pumpe übertragen, und der Wandlerwiderstand wird eliminiert.

Wenn der Fahrer den Fuß vom Bremspedal nimmt, liegt kein Betätigungsdruck an und der Öffnungsdruck aktiviert die Kupplung zwischen Deckel und Pumpe, die eine ausreichende Drehmomentkapazität bereitstellt und den Kühlölstrom aufrechterhält (Figur 26). Das Betätigen ist für den Fahrer kaum wahrnehmbar, da nur die relativ geringe Pumpenträgheit beschleunigt wird, anstatt dass die Turbinen- und Getriebekomponenten verlangsamt werden.

Zum Betätigen der Wandlerüberbrückungskupplung wird Druck zwischen Pumpe und Deckel zugeführt, und die Pumpe verschiebt sich zur Turbine hin (Figur 27). Jetzt fließt das Motormoment vom Deckel über den Dämpfer und über die Überbrückungskupplung zur Eingangswelle. Die Deckelträgheit ist fest mit dem Motor, die Pumpe und die Turbine sind fest mit der Eingangswelle verbunden. Die Pumpenträgheit wird dadurch vom Motor entkoppelt und an den Getriebeeingang angekoppelt, wodurch dessen Eigenfrequenz herabgesetzt wird. In diesem Betriebszustand übernimmt der Wandler zusätzlich die Funktion des ZMS, weswegen die Bezeichnung „Multifunktionswandler“ gewählt wurde. Die Leerlaufresonanz und die Geräuschprobleme in Verbindung mit Start/Stop werden bei diesem Konzept gänzlich vermieden.

Zum Rückwärtsbetrieb benötigt ein stufenloses Automatikgetriebe (CVT) ein Planetengetriebe mit zwei Kupplungspaketen (Wendesatz). Das Anfahren erfolgt nach derzeitigem Stand der Technik über einen Wandler, eine Nasskupplung oder eine Magnetpulverkupplung. Der Zeitanteil bei dem das Anfahr-element oder der Rückwärtsgang zum Einsatz kommen, ist sehr gering. Trotzdem wird ein erheblicher Teil der CVT-Kosten vom Planetengetriebe für den Rückwärtsgang und dem Anfahr-element verschlungen. Zur Kostensenkung entwickelte LuK die Idee einer Kombination beider Funktionen zu einem einzigen Bauteil.

Bei der Vorwärtsfahrt leitet das Wandlerleitrad die aus der Turbine abströmende Flüssigkeit in die Pumpe um und ermöglicht dadurch eine Drehmomentverstärkung. Die Flüssigkeitsumleitung resultiert in einer Kraft, die versucht, das Leitrad in die der Pumpe und Turbine entgegengesetzte Richtung zu drehen. Die entgegengesetzte Drehung des Leitrads wird normalerweise durch den Freilauf verhindert. Würde man jedoch das Leitrad mit der Getriebeeingangswelle verbinden, würde das Fahrzeug in Rückwärtsrichtung bewegt werden. Um das erforderliche Moment zu erzielen, kann die Momentenverstärkung durch Verbinden der Turbine mit dem Getriebegehäuse erzeugt werden.

Eine spezielle Konstruktion innerhalb des Wandlers ermöglicht sowohl Vorwärts- als auch einen Rückwärtsbetrieb des Fahrzeugs. Bei dieser Konstruktion wird die Verbindung vom Wandler zur Getriebeeingangswelle und zum Getriebegehäuse miteinander vertauscht.

Zur unabhängigen Steuerung der Vorwärts- und Rückwärtseigenschaften wird ein Vier-Element-Wandler eingesetzt. Drei Elemente des Wandlers sind im Vorwärtsmodus aktiv (Figur 28), während im Rückwärtsmodus alle vier Wandlerelemente aktiv sind (Figur 28).

Der Wandler mit Rückwärtsgang von LuK realisiert die benötigte Anfahr- und Rückwärtsfunktion in einem einzigen Bauteil. Diese Konfiguration spart nicht nur Kosten, sondern ist auch ausgesprochen platzsparend.

Die Vorteile von Startergeneratoren bestehen in der gesteigerten verfügbaren elektrischen Leistung und einem reduzierten Kraftstoffverbrauch, womit Komfort und Wirtschaftlichkeit erhöht werden.

Durch den Einbau eines Startergenerators in einen Antriebstrang mit Wandler werden neue Forderungen an das Wandlerdesign gestellt. Außerdem wird die Möglichkeit geschaffen, den Motor vom Wandler und Startergenerator abzukoppeln, während der Betrieb der Getriebepumpe aufrechterhalten wird. Diese Erwartungen müssen erfüllt werden, um Impulsstarts und die Bremsenergieerückgewinnung zu unterstützen.

Die mit Blick auf die Zukunft unternommenen Entwicklungsbemühungen konzentrieren sich auf mögliche Kombinationen mit dem Multifunktionswandler, mit denen die Anforderungen ohne zusätzliche Bauteile erfüllt werden können (Figur 31).

Dieser Ansatz ist ein systematischer Design- und Entwicklungsprozess, bei dem mehrere Analyse-Werkzeuge zum Einsatz kommen. Wenn zur Durchführung der notwendigen Aufgaben keine kommerzielle Software zur Verfügung steht, werden entsprechende Programme firmenintern entwickelt. Diesem Prozess liegt das Bestreben nach Optimierung und Verbesserung zugrunde. Er ermöglicht aber auch die Erkennung von Problembereichen, bevor mit dem Bau von Prototypen begonnen wird. Dies führt zu optimalen und effizienten Wandlerdesigns.

Die Wandlerüberbrückungskupplung und der Dämpfer sind wesentliche Elemente des Wandlers. LuK besitzt ähnliche Analyse-Werkzeuge für das Design dieser Komponenten und die Vorhersage ihrer Leistung. 20 Jahre Erfahrung führen zu einer perfekten Verbindung zwischen Überbrückungskupplung und Wandler. Es wurden Entwicklungsmethoden entwickelt, mit denen Torsionsschwingungen des Antriebsstrangs vorausberechnet und dadurch die Dämpfungseigenschaften optimiert werden können. Es werden Wärmemodelle für die Überbrückungskupplung entwickelt, damit Kühlkonzepte entworfen werden können, die einen Dauerschlupf der Kupplung zum Isolieren von Schwingungen ermöglichen.

Ferner hat LuK firmeneigene Softwareprogramme entwickelt, welche das Verhalten des gesamten Fahrzeugs simulieren. Änderungen im Kraftstoffverbrauch und der Fahrzeugleistung bei verschiedenen Wandlerdesigns können vorhergesagt werden, noch bevor der erste Prototyp gebaut wird.

Ein weiterer Vorteil dieses integrierten Design- und Entwicklungsansatzes besteht darin, dass innovative Lösungen, die andernfalls leicht überséhen würden, gefunden werden.

LuK arbeitet derzeit an folgenden innovativen Konzepten im Bereich Drehmomentwandler:

- Genutete Deckel anstatt genuteter Beläge zur Verbesserung der Kühlleistung der Überbrückungskupplung bei Betrieb mit Schlupf.
- Schlupfabhängige Kühlung, bei der sich der Volumenstrom durch die Überbrückungskupplung proportional zur Schlupfleistung einstellt.
- Multifunktionswandler als Kombination aus Wandler und ZMS.
- Wandler mit Rückwärtsgang
- Wandler für Startergeneratoren

Die Verbindung zwischen Pedal und Kupplung, das Kupplungsausrückssystem, wird in Personenkraftfahrzeugen und leichten Nutzfahrzeugen mit manuellem Schaltgetriebe heutzutage fast ausschließlich hydraulisch ausgeführt. Betätigungssysteme mit Seilzug sind trotz der günstigeren Anschaffungskosten in der Erstausrüstung nahezu völlig vom Markt verschwunden. Ursache für die Verbreitung der Hydraulik sind die einfachere Verlegung der hydraulischen Druckleitung in immer dichter gepackten Motorräumen (Rechts- und Linkslenker), die einfache Nachstellfunktion sowie die Möglichkeit, Zusatzfunktionen mit geringem Aufwand zu integrieren.

Mit dem Einsatz von hydraulischen Zentralausrückern, die seit 1995 einen stetig steigenden Marktanteil in Europa errungen haben, wurde zusätzlich noch eine erhebliche Vereinfachung in der Getriebemontage erzielt.

Die Weiterentwicklung der hydraulischen Ausrückssysteme konzentriert sich derzeit primär auf die Kostenreduzierung, beispielsweise durch den Einsatz von Kunststoff statt Metall sowie auf Maßnahmen zur Steigerung des Betätigungskomforts, wie der Reduzierung der Pedalkrafthysterese und der Vermeidung von Pedalvibrationen.

Zudem erlaubt der Übergang auf das Kunststoffdesign die technisch und wirtschaftlich optimale Integration von Zusatzfunktionen (Schwingungsdämpfung, Spitzenmomentbegrenzung).

Darüber hinaus hat LuK sich zum Ziel gesetzt, durch konsequente Umsetzung des Systemgedankens 'Kupplung und Betätigung' völlig neue technische Lösungen zu erarbeiten.

Erster Meilenstein auf diesem Weg ist die Entwicklung eines „fehlertoleranten Kupplungssystems“.

Bei den ersten hydraulischen Kupplungsgeberzylindern bestand das Gehäuse aus Metall mit teilweise aufwändiger Bearbeitung. Mit der Einführung der Kunststoffgeberzylinder wurden die Potenziale einer kunststoffgerechten Konstruktion zunächst noch nicht konsequent ausgeschöpft.

Sowohl die Kolben- als auch die Dichtungslaufbahnen bestanden aus oberflächengehärtetem Metall, die Pleuelstangen waren üblicherweise aus Stahl und die Zylinder besaßen eine Vielzahl von einzelnen Dichtungen (Figur 32).

Durch konsequente Weiterentwicklung ist es LuK inzwischen gelungen, die Anzahl der Einzelteile auf etwa die Hälfte zu reduzieren und gleichzeitig weitgehend auf kostenaufwändige Metallteile zu verzichten (Figur 33).

Funktionssichere Dichtungslaufbahnen aus Kunststoff sind mit geeigneten Materialkombinationen zu bewältigen und glasfaserverstärkte Thermoplaste ersetzen zunehmend die Pleuelstangen aus Stahl.

Durch die Kombination von Funktionen wurde die Anzahl der Dichtungen von ursprünglich fünf auf zwei reduziert.

Nachteil der leichtbauenden Kunststoffgehäuse der Geberzylinder ist die stärkere Neigung zu Quietschgeräuschen, deren Ursache in dem geschwindigkeitsabhängigen Reibwert zwischen den Elastomerdichtungen und der Dichtungslaufbahn liegt.

Hierzu wurden inzwischen probate Abhilfemaßnahmen entwickelt. Wird als Kolben eine Stahlbüchse verwendet, bietet sich eine Kohlenstoff-Beschichtung an, die sehr wirkungsvoll jedoch auch kostenintensiv ist. Alternativ liefert LuK einen Kolben aus duroplastischem Material. Damit können ebenfalls störende Quietschgeräusche mit verschiedenen Bremsflüssigkeiten auch unter kritischen klimatischen Bedingungen zuverlässig vermieden werden.

Die Notwendigkeit von Kostenreduktionen hat bei dem vermeintlich einfachen Bauteil hydraulische Druckleitung zu einer Vielzahl von Entwicklungsstufen geführt. Der Stand der Technik bei den Kupplungsleitungen ist am deutlichsten an der Gestaltung der Leitungskonnektoren zu erkennen. Aktuelle Designs sind in Figur 34 dargestellt.

Gegenüber Leitungen aus Stahl-Gummi gewinnen Kunststoffleitungen aus PA12 zunehmend an Bedeutung. Ihre weitläufige Verbreitung im Markt ist noch durch die Dauereinsatztemperatur

(max. 120 °C), die Temperaturabhängigkeit der Volumenaufnahme und die schwache Entkopplung von Druckschwingungen begrenzt.

Durch Weiterentwicklungen, wie z. B. verbesserte Rohstoffe und optimierte Extrusionsverfahren (Mehrschichtrohre), ist hier in Zukunft eine deutlich höhere Marktdurchdringung zu erwarten.

LuK als Systemlieferant beschränkt sich nicht nur auf die Abstimmung der Leitungsverlegung und die Teilelieferung, sondern entwickelt in Zusammenarbeit mit kompetenten Partnern die Leitungstechnologien weiter.

Ein Beispiel hierfür ist der in Figur 35 dargestellte neuartige Konnektor, der durch die Anordnung innerhalb des Zylindergehäuses eine erhöhte Funktionssicherheit der Verbindungsstelle von Leitung zu Zylinder gewährleistet.

Der Herstell- und insbesondere der Prüfprozess der Leitung wird dadurch vereinfacht. Der Funktionstest erfolgt im Rahmen der ohnehin notwendigen Dichtheitsprüfungen der Zylinder.

In hydraulischen Zentralausrückern (CSC) sind unterschiedliche Funktionen in einer kompakten und einfach an das Getriebe zu montierenden Einheit integriert.

Derzeit bestehen die meisten Zentralausrückergehäuse aus Aluminium in druckgegossener oder geschmiedeter Form, die eine aufwändige Bearbeitung und nachgeschaltete Imprägnier- bzw. Eloxalbehandlung erfordern (Figur 36).

Eine deutliche Reduktion des Bearbeitungsaufwandes wird durch spritzfertig hergestellte Kunststoffgehäuse aus glasfaserverstärktem thermoplastischem Material erreicht (Figur 37).

Die hohe Temperaturbeständigkeit des gewählten Materials (Polyphthalamid, PPA) garantiert, dass die Funktion und Dauerhaltbarkeit der Zentralausrücker mit Kunststoffgehäuse gegenüber denen mit Aluminiumgehäuse nicht nennenswert eingeschränkt sind. Die Medienverträglichkeit des eingesetzten PPA's gegenüber Bremsflüssigkeit und anderen im Motorraum vorhandenen Stoffen ist ausgezeichnet.

Durch eine intelligente Formgebung des Gehäuses kann die Spreizkraft zwischen der Führungshülse und dem Gehäuse so gestaltet werden, dass die Verschraubung völlig entlastet ist bzw. die resultierende Druckkraft den Ausrücker sogar gegen das Getriebegehäuse drückt (Figur 38).

So führt z. B. eine Ausrückkraft von 2000 N bei dem CSC (Figur 38 links) zu einer von den Befestigungsschrauben aufzunehmenden Spreizkraft zwischen Führungshülse und CSC-Gehäuse von ca. 4400 N (!). Bei dem rechts dargestellten CSC ergibt sich bei identischer Hydraulikfläche von 630 mm² eine resultierende Kraft von ca. 350 N, die das CSC-Gehäuse an das Getriebe drückt und damit die Verschraubung vollständig entlastet.

Die Volumenaufnahmen der Zentralausrückervarianten in Aluminium bzw. Kunststoff sind bis zu einer Temperatur von 120 °C praktisch vergleichbar (Figur 39).

Die geringfügig größere Volumenaufnahme der Kunststoffgehäuse bei höheren Temperaturen ist durch eine geeignete Auslegung des Systems Kupplung und Betätigung problemlos zu kompensieren.

Mit der Serieneinführung des LuK Kunststoffzentralausrückers kommt eine neue Fettqualität zum Einsatz. Dieses Fett sorgt über die gesamte Lebensdauer des Ausrückers für eine konstant niedrige Reibung (Figur 40).

Die dadurch geringen Kraft- und Weghysteresen sind Voraussetzung für eine exakte Modulation der Kupplung in fußbetätigten und automatisierten Systemen.

LuK nutzt konsequent die Potenziale des Kunststoffdesigns, um den Grad der Funktionsintegration zu erhöhen. Für die Kunststoffnehmerzylinder wurde ein Zweistufenventil entwickelt, das im Servicefall eine einfache manuelle Bedienung ohne Werkzeug bei der Befüllung und Entlüftung ermöglicht (Figur 41).

Die Funktion des Spitzenmomentbegrenzers wurde als schaltbare Blende in den Ausrücker integriert. Durch den in Einkuppelrichtung verkleinerten Öffnungsquerschnitt wird der Volumenstrom verzögert und damit die Einkuppelzeit verlängert.

Beim Auskuppeln strömt das Fluid nahezu ungehindert und ohne Druckwiderstand durch die Zulaufbohrung (Figur 42).

Eine neue Variante des bisher als Kribbelfilter bekannten Schwingungsdämpfers löst mittels einfacher Formdichtungen das bisherige Feder-Ventil-Design ab. Durch unterschiedliche Vorspannungen der Formdichtungen lässt sich der Öffnungsdruck und damit die Amplitude der gefilterten Druckschwankung anwendungsspezifisch abstimmen. Das Design erlaubt eine einfache Integration in das Gehäuse bzw. in die Anschlussadapter (Figur 43).

Um den kleiner werdenden Bauräumen innerhalb der Getriebeglocke durch vergrößerte Wellenlagerungen und in den Kupplungsraum hineinragende Schaltstangenabstützungen Rechnung zu tragen, bietet sich die in Figur 44 dargestellte Bauform des Zentralausrückers mit Kunststoffgehäuse und nur noch zwei Anschraubbohrungen an.

Die Besonderheit dieser konstruktiven Variante ist, dass die Anschraubung nur zur Lagefixierung dient und unter Druckbeanspruchung lastfrei bleibt. Die Druckneutralität wird durch eine im Montageprozess an das Gehäuse angebördelte Führungshülse realisiert.

Gleichzeitig bietet diese Bauform den kürzesten axialen Bauraum ohne eine Einschränkung des Kolbenhubes.

Der Anschluss zur Leitung bzw. der Ausgang aus dem Getriebe wird über entsprechende Adapter dargestellt. In diese Bauteile lassen sich ebenso die Zusatzfunktionen wie Entlüfter, Spitzenmomentbegrenzer und Schwingungsdämpfer integrieren.

Durch dieses modulare Design ist es möglich, verschiedene Getriebe eines Herstellers mit dem identischen CSC - Grundkörper zu kombinieren. Die Anpassung an die getriebespezifischen Randbedingungen erfolgt über die Adapter.

Beide Bauformen sind nach LuK Nomenklatur „Semi - Kunststoffausrucker“, d. h. Ausrucker mit Kunststoffgehäuse und Stahlführungshülse.

Die Entwicklung einer Kunststoffführungshülse bzw. eines Voll - Kunststoffausrückers ist weit vorgeschritten. Der Kunststoffführungshülse wird hinsichtlich Material und Oberflächendefinition besondere Beachtung geschenkt, da die Hülse zusätzlich zur Funktion als Dichtungslaufbahn auch die Abstützung und Führung des Kolbens gewährleisten muss.

Bei den außenliegenden Nehmerzylindern hat eine vergleichbare Entwicklung wie bei den Kupplungsgeberzylindern stattgefunden (siehe Abschnitt *Kupplungsgeberzylinder*). Die Integration von Zusatzfunktionen ist analog den Zentralausrückern realisierbar (Figur 45).

Die immer empfindlicher werdenden Antriebsstränge sowie die zunehmenden Schwingungsanregungen durch höhere Ungleichförmigkeiten der Motoren haben die Kupplungssysteme hinsichtlich der Fertigungstoleranzen an die Grenze des wirtschaftlich Machbaren getrieben.

Ein großer Schritt in Richtung „fehlertolerantes Kupplungssystem“ lässt sich durch die Verbindung des Zentralausrückers mit der Kupplung zu einem Modul erreichen (Figur 46).

Hierbei wird ein hydraulischer Zentralausrucker am Gehäuse mit einem zusätzlichen Wälzlager versehen, welches sich gegen den Kupplungsdeckel abstützt (Figur 47).

Die Baueinheit, bestehend aus Kupplung und Ausrucker, wird in der gezeigten Ausführung an das Schwungrad angeschraubt.

Axialschwingungen der Kurbelwelle, die durch den Verbrennungsprozess des Motors verursacht werden, stützen sich bei heutigen Systemen 'Kupplung und Betätigung' am getriebefesten Ausrucker ab und führen damit einerseits zu Druckschwankungen im Ausrücksystem bzw. Pedalvibrationen, andererseits zu Momentenschwankungen im Kupplungsaggregat (Figur 48 links).

Durch die Unterbrechung des Kraftflusses zwischen dem Ausrucker und dem Getriebe werden Axial- und Biegeschwingungen der Kupplungsseite nicht mehr in das hydraulische System übertragen. Pedalvibrationen können somit effektiv bekämpft werden (Figur 48 rechts).

Messungen an einem Prototypenfahrzeug sind in Figur 49 dargestellt.

Ebenso lassen sich alle in der Schlupfphase durch Axialschwingungen erzeugten Momenten- bzw. Getriebedrehzahlschwankungen auf ein Minimum reduzieren. In einem Versuchsfahrzeug (Dieselmotor,

Direkteinspritzung, Hubraum 1.7 l) wurde die in Figur 50 dargestellte Drehzahlschwankung erreicht; dies entspricht einer Verringerung der Momentenschwankung um ± 6 Nm. Diese Reduzierung ist beträchtlich in Anbetracht der Tatsache, dass empfindliche Antriebsstränge schon ab ± 1 Nm zu Rupschwingungen neigen.

Ein weiterer Vorteil ist die völlige Entlastung der Kurbelwellenlagerung von den Ausrückkräften.

Die Hubauslegung für den Ausrücker beschränkt sich auf den Ausrück- sowie Verschleißweg, d. h. bezogen auf die Kurbelwellenanschraubung ist die Gesamteinheit um ca. 11 mm kürzer, da die Toleranz Kurbelwellenüberstand zu Getrieberückwand bzgl. des Ausrückerverfahrweges nicht mehr berücksichtigt werden muss. Zudem bietet dieses Modul die Möglichkeit, Kupplungen im ausgerückten Zustand zu liefern und damit gegenkraftfrei sowie verzugsarm an das Schwungrad zu verschrauben.

Technisch sowie organisatorisch wird die Anzahl der Schnittstellen minimiert, die Kupplung und der Ausrücker werden als ein Modul im Motorenwerk montiert, der Ausrücker ist nicht mehr – wie heute üblich – auf die Schnittstelle zum Getriebe abzustimmen (Anflanschung, Radialwellendichtring etc.).

Die im Vergleich zu konventionellen Systemen weiter getriebeseitig liegende Trennebene beim Getriebeausbau wurde von LuK an diversen kritischen Fahrzeugen geprüft, bislang konnte kein Einbaustand bzw. Fahrzeug gefunden werden, in dem die Montage dieses Moduls nicht möglich ist.

Durch den Einsatz eines Ausrücklagers mit Schlagausgleich kann dem Kupplungssystem ein weiterer Freiheitsgrad gegeben werden, dessen Einengung bislang bei hohen Schiefagen der Tellerfederzungen bzw. bei empfindlichen Antriebssträngen zu geometrisch angeregtem Rupfen geführt hat.

Nicht nur Fahrschüler können ein Lied von der Schwierigkeit eines kontrollierten Einkuppelvorganges singen, sondern oft auch geübte Fahrer, wenn sie auf ein ungewohntes Fahrzeug umsteigen. Die geringen Leerlaufdrehzahlen und -momente sowie die über der Drehzahl nahezu „explosiv“ verlaufenden Drehmomentkurven der heutigen Dieselmotoren sind alleine über das Last- bzw. Kupplungspedal schwer zu modulieren.

Wer würde sich da nicht wünschen, dass eine helfende Hand automatisch eingreift, um das Abwürgen des Fahrzeuges zu vermeiden? Vergleichbar sind die ABS - Funktion, die auch bei Bremsvorgängen unter Extrembedingungen das Blockieren der Räder verhindert, und das ESP, welches das Fahrzeug trotz übermütiger Fahrweise in der Kurve hält.

Um ein Abwürgen beim Anfahren zu vermeiden, wird der Anfahrvorgang überwacht und im Bedarfsfall eingegriffen. Die Überwachung übernimmt ein Steuergerät, welches auf ohnehin schon vorhandene Signale (Motor-, Raddrehzahl, ...) zurückgreift, zusätzliche Sensoren sind nicht erforderlich. Eine Regelstrategie bewertet den Anfahrvorgang im Hinblick auf ein drohendes Abwürgen. Beim Auftreten eines kritischen Zustandes wird die Schließgeschwindigkeit der Kupplung gedrosselt.

Diese Aufgabe übernimmt beim hydraulischen Ausrückssystem ein elektromagnetisches Ventil, welches aktiv den Leitungsquerschnitt verringert und damit den Strömungswiderstand erhöht. Dadurch wird der Momentenaufbau der Kupplung verzögert bzw. im Bedarfsfall auch kurzzeitig gestoppt.

Durch dieses System wird das Abwürgerisiko erheblich reduziert. Im normalen Fahrbetrieb ist das System deaktiviert und für den Fahrer nicht wahrnehmbar.

Zur Erprobung werden mit einem Testfahrzeug Anfahrmessungen im Leerlauf durchgeführt (Figur 51). Zur Betätigung wird ein Kupplungspedalaktor verwendet, der ein definiertes und reproduzierbares Einkuppeln ermöglicht.

Die Figuren der linken Spalte zeigen das Ergebnis ohne Anfahrhilfe, die Figuren der rechten Spalte das Ergebnis mit Anfahrhilfe. Ohne Verwendung des Lastpedals lässt sich der Fahrzeugzustand links mit einer Einkuppelgeschwindigkeit von 25 mm/s bei starkem Ruckeln gerade noch anfahren.

Rechts in der Figur wird die oben beschriebene Anfahrhilfe verwendet, die beim Erkennen des kritischen Zustandes das elektromagnetische Drosselventil ansteuert. Jetzt verhält sich dieses Fahrzeug deutlich besser, die Grenzsituation wird von dem Steuergerät erkannt und durch die Querschnittsverengung entschärft, ein deutlicher Komfortgewinn ist erkennbar. Erst bei einer Einkuppelgeschwindigkeit von 55 mm/s stößt das System an seine Grenzen (Figur 52).

Zusätzlich beinhaltet das beschriebene System auch die Funktion eines Spitzenmomentbegrenzers.

Für das scheinbar vollständig ausgereifte Produkt der Kupplungsbetätigung werden Wege aufgezeigt, wie durch den Einsatz von Kunststoffen und durch intelligente Konstruktionen Kostenreduktionen erzielt werden können. Gleichzeitig wird die Funktionalität erweitert, um den Betätigungs- und Fahrkomfort zu erhöhen.

Für den Großserieneinsatz sind folgende Lösungen umgesetzt:

- Kupplungsgeberzylinder mit Kolben aus Duroplast zur Geräuschvermeidung
- Zentralausrücker mit Kunststoffgehäuse und interner Druckentlastung
- optimierter Entlüfter
- integrierter Spitzenmomentbegrenzer

LuK betreibt mit Nachdruck die Entwicklung von fehlertoleranten Systemen, mit denen die höheren Anforderungen bzgl. Fahr- und Schaltkomfort wirtschaftlich erfüllt werden können:

- ein Modul, bestehend aus Kupplung und Ausrücker
- ein intelligentes Ausrückssystem, welches in der Lage ist, den Einkuppelvorgang zu kontrollieren

Für die Zukunft ist zu erwarten, dass dieser Systemgedanke zu völlig neuen technischen Lösungen führt.

Neben den bekannten Produkten zur Reduzierung der Torsionsschwingungsprobleme des Fahrzeugantriebsstranges, zu denen Dämpfer in Kupplungsscheiben, Zweimassenschwungräder sowie Dämpfer

fer für Wandlerüberbrückungskupplungen gehören, beschäftigt sich LuK verstärkt mit der Torsionsschwingungsproblematik im Verbrennungsmotor. Eine Neuentwicklung zu diesem Problemfeld ist ein Torsionsschwingungsdämpfer für die Kurbelwelle.

Die Kurbelwelle eines Verbrennungsmotors stellt ein schwingungsfähiges System (Figur 53) dar, mit allen damit verbundenen Problemen bei Resonanzdurchgängen bzw. längerem Betreiben des Motors in den Resonanzdrehzahlen.

Zu diesen Problemen gehören vor allem die großen Schwingwinkelamplituden (Verdrehung eines Kurbelwellenendes gegen das andere), die Geräusche verursachen und zu unzulässig hohen Torsionsspannungen in der Kurbelwelle führen können. Torsionsbrüche sind die Folge.

Figur 54 zeigt beispielhaft eine Messung an der Kurbelwelle eines Dieselmotors ohne Schwingungsdämpfer. Dargestellt sind der Verdrehwinkel der Kurbelwelle zwischen Schwungrad und dem anderen Kurbelwellenende bei Zylinder 1 sowie die Ordnungsanalyse der Schwingungsamplituden des freien Kurbelwellenendes über der mittleren Drehzahl. Der Gesamtverdrehwinkel zwischen Kurbelwellenende und Schwungrad beträgt bei den verschiedenen Resonanzdrehzahlen zum Teil mehr als das Doppelte des zulässigen Wertes. Betrachtet man die einzelnen Ordnungen, ist zu erkennen, dass die Maxima im Verdrehwinkel bei diesem Motor hauptsächlich durch die 5., 5,5. und 7,5. Ordnung hervorgerufen werden. Dabei wird jeweils die erste Eigenfrequenz der Kurbelwelle angeregt, die hier bei ungefähr 420 Hertz liegt.

Zur Reduzierung der Kurbelwellenbelastung werden Schwingungsdämpfer oder Schwingungstilger eingesetzt. Stand der Technik sind Schwingungsdämpfer mit Federkopplung (Gummidämpfer) bzw. ohne Federkopplung (Viskositätsdämpfer).

Ein Dämpfer mit Federkopplung besteht prinzipiell aus einer Drehmasse mit einem definierten Massenträgheitsmoment, die über Federelemente mit der Kurbelwelle verbunden ist. Aus der Verdrehsteifigkeit der Federelemente und dem Massenträgheitsmoment der Drehmasse ergibt sich die Eigenfrequenz des Dämpfers, die auf die Eigenfrequenz der Kurbelwelle abgestimmt sein muss.

In Figur 55 ist die grundsätzliche Wirkung eines Dämpfers mit Federkopplung auf die Resonanzkurve einer Kurbelwelle dargestellt.

Durch den Dämpfer werden die Schwingungseigenschaften der Kurbelwelle verändert. Das System erhält einen zusätzlichen Freiheitsgrad, bei Dämpfung Null verschwindet die ursprüngliche Resonanzstelle völlig, dafür treten zwei neue Resonanzen auf. Bei sehr hoher Dämpfung ergibt sich keine Wirkung, der Dämpfer ist quasi starr angekoppelt, es zeigt sich annähernd die Grundresonanz der Kurbelwelle. Bei richtiger Auslegung der Dämpfung treten weder die neuen noch die ursprünglichen Resonanzen störend hervor.

Zumindest im PKW-Bereich sind die eingesetzten Kurbelwellendämpfer außerhalb des Motors am freien Kurbelwellenende befestigt und häufig in die Riemenscheibe integriert (Figur 56 oben). Systembedingt (Energieaufnahmekapazität der Federelemente, Wärmehaushalt, Temperaturabhängigkeit von Dämpfung und Federrate) setzen sie für ihre Funktion bestimmte Mindestmassenträgheitsmomente voraus.

Für einige neue Motorgenerationen ist vorgesehen (zum Teil aus Bauraumgründen), die Nebenaggregate nicht mehr durch Umschlingungsmittel am freien Kurbelwellenende sondern anderweitig anzutreiben. Um einen damit verbundenen Bauraumvorteil auch tatsächlich nutzen zu können, muss aber der Schwingungsdämpfer aus dem Bereich des entfallenen Riementriebes entfernt werden.

Die Idee war, den Dämpfer möglichst bauraumneutral in die Kurbelwange zu integrieren (Figur 56 unten). Dazu kann der Dämpfer nicht als geschlossener Ring ausgeführt werden, sondern muss hufeisenförmig ausgebildet sein.

Das Ergebnis der LuK Überlegungen ist der interne Kurbelwellendämpfer, auf Englisch: Internal Crankshaft Damper (ICD), in Figur 57 montiert auf einer für den Dämpfer entsprechend modifizierten Kurbelwelle.

Der Dämpfer befindet sich auf der ersten Kurbelwange und wird durch zwei Radialschrauben und, je nach Einsatzfall, mit einer oder zwei Axialschrauben auf der Kurbelwelle befestigt und anschließend zusammen mit dieser in den Motorblock eingebaut (Figur 58). Der Dämpfer ersetzt gleichzeitig eines der Gegengewichte der Kurbelwelle.

Der ICD zählt zu den federgekoppelten Dämpfern. Das Gehäuse ist direkt mit der Kurbelwelle verbunden, zwischen Gehäuse und Drehmasse befindet sich eine Dämpfungseinrichtung (Figur 59). Die Drehmasse selbst wird gebildet aus zwei Blechen zur Federführung, einer Distanzscheibe und einem axial wirkenden Federblech zum Toleranzausgleich, verbunden durch Abstandsbolzen. Die Reibungsdämpfung erfolgt hauptsächlich in den Kunststoffgleitlagern, von denen die Fliehkraft der Drehmassen aufgenommen wird. Die Federelemente sind in Näpfen geführte Stahldruckfedern.

Die Druckfedern sind zur Vermeidung von Unstetigkeiten beim Nulldurchgang der Drehmasse gegeneinander vorgespannt. Beim Schwingen in eine Richtung wird die Hälfte der Federn stärker gespannt, während die andere Hälfte entlastet wird, ohne die Vorspannung völlig zu verlieren (Figur 60).

Stahldruckfedern haben gegenüber Gummifederelementen den Vorteil der konstanteren Federrate über der Temperatur und ermöglichen auf Grund ihrer höheren Energieaufnahmekapazität größere Schwingwinkel. Dadurch benötigt ein Dämpfer mit Stahldruckfedern bei gleicher Wirkung wie ein Gummidämpfer ein

geringeres Massenträgheitsmoment der Drehmasse. Nur deshalb ist bei den eingeschränkten Bauraumverhältnissen im Kurbelgehäuse ein funktionierender Kurbelwellendämpfer darstellbar.

Durch die nicht geschlossene Form des Dämpfers ergibt sich zwangsläufig eine Drehzahlabhängigkeit der auf die Gleitlager wirkenden Kräfte. Durch geschickte konstruktive Anordnung der Druckfedern kann deren Vorspannung bzw. der sich daraus ergebende Kraftvektor genutzt werden, die Lagerkraft über der Drehzahl zu reduzieren oder zu verstärken, um je nach Einsatzfall die optimale Dämpferreibung zu realisieren (siehe Figur 61). Vorteil dieser Lösung ist, dass ein Großteil der Dämpfung unabhängig von der Kraft eines axialen Federelements und dessen Verschleiß- und Setzverhalten über der Lebensdauer ist. Die Fliehkraft der Dämpferdrehmassen bleibt für die Erzeugung der Reibungsdämpfung konstant.

Aus dem Zusammenspiel von Fliehkraft und Druckfedervorspannkraft ergibt sich die Möglichkeit verschiedene Hysterese- bzw. Reibungsverläufe über der Drehzahl darzustellen. (Beispielhaft in Figur 62)

Basis für Simulationsrechnungen der Kurbelwelle sind, neben den konstruktiv definierten Motor- und Dämpferkennwerten, die bei den Messungen am Motor gewonnenen Daten. Mit diesen Simulationen wird das Schwingungsverhalten der Kurbelwelle nachgebildet. Figur 63 zeigt das Schwingungsmodell der Kurbelwelle des eingangs betrachteten Dieselmotors und die damit errechneten Verdrehwinkel der Kurbelwelle; vergleichend ohne Dämpfer und mit dem von LuK realisierten ICD. Die durch die Resonanzen bedingten Spitzen im Kurbelwellenverdrehwinkel sind deutlich reduziert.

Die mit dem Simulationsmodell berechneten, theoretischen Reduzierungen des Kurbelwellenschwingwinkels durch Einsatz des ICD finden ihre Bestätigung in den Messungen am realen Motor (Figur 64). Auch in der Ordnungsanalyse zeigt sich die Reduzierung der Kurbelwellenbelastung. Die Hauptordnungen (5., 5,5., und 7,5. Ordnung) sind deutlich verringert (Figur 65).

Alle voranstehenden Betrachtungen beziehen sich auf den Einsatz eines einzelnen ICD auf der Kurbelwelle. Mittlerweile arbeitet LuK an Anwendungen (z. B. 6-Zylinder Benzinmotoren), bei denen auf Grund des realisierbaren Massenträgheitsmomentes der Drehmassen dessen Wirkung nicht ausreichen würde oder unzulässig hohe Belastungen im Dämpfer auftreten würden. In diesem Fall besteht die Möglichkeit, zwei nahezu identische Dämpfer auf den ersten beiden Kurbelwangen einzusetzen (Figur 66). Dabei müssen die Axialschrauben des einen Dämpfers durch die Bohrungen der Kurbelwelle zur Befestigung des anderen Dämpfers angezogen werden.

Der LuK ICD kann mit Starter/ Generator-Systemen und Motoren mit riemenlosem Antrieb der Nebennaggregate eingesetzt werden. Die Installation des Dämpfers im Kurbelgehäuse ermöglicht eine kürzere Baulänge des Motors. Da der Dämpfer anstelle eines Gegengewichts montiert ist und der externe Dämpfer entfällt, kann die Masse des Motors um bis zu 2 kg reduziert werden. Durch den Einsatz von Stahldruckfedern ist die Dämpferfunktion unabhängig von der Temperatur und in relativ engen Toleranzen darstellbar. Für unterschiedliche Anwendungen sind im ICD verschiedene Dämpfungskennlinien realisierbar. Somit stellt der LuK ICD eine weitere Möglichkeit zur Reduzierung von Torsionsschwingungen der Kurbelwelle dar.

Die Hauptanforderungen an den Antriebstrang der Zukunft sind vorgegeben. Gefordert ist eine weitere Kraftstoffeinsparung bei gleichzeitig gesteigerter Fahrdynamik auf mindestens gleich hohem Komfortniveau. Diese Ziele müssen bei weiter steigenden Motormomenten und unverminderter Kostendisziplin erfüllt werden.

Das multitronic®-Getriebe von Audi mit wesentlichen Komponenten von LuK stellt eine sehr gute Lösung der oben genannten Forderungen dar. Auch in diesem Projekt wurden während der Entwicklung Erhöhungen der Momentenkapazität gefordert. Die ursprüngliche Getriebeauslegung sah 250 Nm vor, zwischenzeitlich sind 310 Nm in Serie, und weitere Momentensteigerungen stehen kurz vor der Serieneinführung.

In diesem Beitrag wird auf drei wesentliche Punkte der CVT-Entwicklung eingegangen:

- Erhöhung der Momentenkapazität
- Verbesserung des Wirkungsgrades
- Steigerung des Akustikkomforts

Für neue Kombinationen aus Motor und Getriebe mit höherer Momentenkapazität ist ein geeignetes Belastungskollektiv zur Auslegung notwendig. Bei mittleren und hohen Motorisierungen ist es nicht notwendig, das Belastungskollektiv proportional mit der Motorleistung hoch zu skalieren, da bei höheren Motorisierungen vermehrt Teillast gefahren wird. Die Auswertung verschiedener Kundenkollektive ergibt den in Figur 67 gezeigten Zusammenhang zwischen der mittleren Leistung am Rad (Belastungskollektiv) und der nominellen Motorleistung.

Je nach Kundenkollektiv ergibt sich eine Bandbreite der mittleren Radleistungen über der Motorleistung. Die Mittelung der Bandbreite im zu betrachtenden Bereich der Motorleistung führt zu dem Ergebnis, dass bei einer 50%igen Erhöhung der nominellen Motorleistung die mittlere Radleistung nur um ca. 30% ansteigt. Die aus den Kundenkollektiven analysierten Belastungen müssen nun in Variator- und Kettenbeanspruchungen umgerechnet werden. Dies geschieht auf Basis unterschiedlicher Berechnungsverfahren.

Zur Steigerung der Momentenkapazität werden im folgenden zwei wesentliche Punkte betrachtet:

- Festigkeitsoptimierung der Kettenlaschen
- Einfluss des „Strickmusters“

Die Optimierung erfolgt mittels klassischer FE-Berechnung. Die Steigerung der Momentenkapazität bei gleichzeitiger Reduktion der Masse und des Bauraums ist das Ziel.

Zunächst werden die Laschenkräfte ermittelt. Dies geschieht mit dem Simulationstool CHAIN, das bis zu 900 Freiheitsgrade berücksichtigt. CHAIN berechnet sehr genau die zu erwartenden dynamischen Laschen- und Wiegedruckstückkräfte. Basierend auf der so berechneten Laschenkraft wird die Spannungsverteilung für die jeweilige Kontur ermittelt.

Bei der folgenden Optimierung nutzt das Berechnungsprogramm Gesetzmäßigkeiten, wie sie in der Natur vorkommen (Figur 68 Methode der Bionik).

Grundprinzip dieser Methode ist das Entfernen von Material in Bereichen niedriger Spannung und das Hinzufügen von Material in Bereichen höherer Spannung (Figur 69).

Figur 70 stellt die ursprüngliche und die optimierte Laschengeometrie gegenüber. Die neue Geometrie, im weiteren als „Leicht-Variante“ bezeichnet, hat eine um 17% reduzierte Masse und einen um 15% geringeren radialen Bauraum. Zusätzlich sinkt die maximale Spannung um ca. 5%.

Die signifikant geringere Masse und damit verbunden die geringeren Fliehkräfte wirken sich sehr positiv auf die Laschenspannungen (-5%) bei hohen Geschwindigkeiten aus.

Bei den heutigen Auslegungen von Kettenvarioren ist nicht mehr die Kette für den kleinstmöglichen Laufradius bestimmend, sondern oft die Wellenfestigkeit. Der radiale Bauraumgewinn aus der Laschenoptimierung wird dazu genutzt, die Wellen im Durchmesser zu vergrößern. Somit wird die notwendige Spannungsreduzierung der Welle erreicht, ohne die Spreizung des Variators zu reduzieren.

Die Ergebnisse der rechnerisch optimierten Lasche sind inzwischen in ersten Versuchen verifiziert. Hierzu werden die Kettenlaschen standardmäßig Pulstests unterzogen. Die Laufzeiten der optimierten Laschenkontur sind ca. um den Faktor 1,3 größer als die der Ausgangskontur.

Versuche auf Prüfständen und in Fahrzeugen zeigen bei der heutigen Kettenauslegung übereinstimmend, dass bei der Belastung der Wiedruckstücke noch Reserven vorhanden sind. Dieses Potenzial kann ausgeschöpft werden, indem das Strickmuster, die Anordnung der Laschen über der Breite der Kette, variiert wird. Hierbei soll die Belastung der Laschen weiter reduziert werden, wobei

die Wiedruckstücke zusätzlich belastet werden. Grundsätzliches Ziel ist es, ein Strickmuster zu finden, bei dem sowohl die Laschen als auch die Wiedruckstücke ausgewogen belastet und damit auch maximal ausgenutzt sind. Durch das Setzen notwendiger Randbedingungen kann die Anzahl der möglichen Strickmuster deutlich eingeschränkt werden. Das zuvor erwähnte CHAIN-Berechnungsprogramm kommt aufgrund seiner Rechenzeit für die Bewertung der verschiedenen denkbaren Varianten nicht in Frage. Deshalb wurde basierend auf MATLAB® ein vereinfachtes Berechnungsprogramm entwickelt, das zur Vorauswahl dient.

Figur 71 zeigt, dass die qualitative Übereinstimmung der Ergebnisse gut ist und es sich somit um eine zulässige Vereinfachung handelt.

Nur wenige Strickmuster, bei denen die Bauteilbelastungen insgesamt minimal sind, werden als Prototypen aufgebaut und getestet.

Die Laufzeiten der Ketten mit optimiertem Strickmuster sind etwa um den Faktor 2 größer als diejenigen der Ausgangsvariante (Figur 72).

Neben der rein mechanischen Optimierung der Kette gibt es im Anpresssystem weitere Reserven, die Momentenkapazität zu steigern. Wie in gezeigt, ergibt sich ein Potenzial von ca. 5% durch ein optimiertes Anpresssystem.

Unter Berücksichtigung aller genannten Maßnahmen kann die Momentenkapazität gegenüber dem heutigen Serienstand um ca. 30% gesteigert werden. Figur 73 verdeutlicht diesen Zusammenhang.

Das CVT wurde ursprünglich wegen seiner Möglichkeit, den Motor wahlweise im verbrauchsoptimalen bzw. leistungsoptimalen Betriebspunkt betreiben zu können, forciert. Zwischenzeitlich haben sich weitere Vorteile, wie sehr hoher Fahrkomfort und ausgezeichnete Fahrdynamik, als Argumente für das CVT herauskristallisiert. Nach der erfolgreichen Serieneinführung von CVT-Getrieben auch für höhere Momente steht nun die weitere Optimierung des Wirkungsgrades im Vordergrund.

Basis für die Berechnungen des Wirkungsgrades ist das Programm CHAIN.

Figur 74 zeigt beispielhaft eine schematische Darstellung des Variatormodells. Mittels Mehrkörpersimulation werden in diesem Modell alle Wiegegelenke und Laschen einzeln berücksichtigt. In das Modell fließen das Strickmuster und die Teilungsfolge, also die Abfolge von kurzen und langen Laschen, ein. Die Durchbiegung der Wiegedruckstücke in der Umschlingung wird im Berechnungsmodell abgebildet. Durch diese Durchbiegung kommt es zur ungleichen Verteilung der Laschenkräfte über der Kettenbreite.

Die Kontur der Kegelscheiben wird ebenfalls variiert. Für den Kontakt zwischen Wiegegelenk und Scheibe wird eine nichtlineare Kontaktsteifigkeit angesetzt.

Die Lagerung der Wellen ist nichtlinear und die Wellendurchbiegung berücksichtigt.

Drei wesentliche physikalische Verlustquellen finden für die Berechnung des Wirkungsgrades Verwendung:

- Schlupf zwischen den Stirnflächen der Wiegedruckstücke und den Kegelscheiben in Umfangsrichtung und in radialer Richtung
- Wälzverluste in den Gelenken der Wiegedruckstücke
- Materialdämpfung in allen Bauteilen

Figur 75 zeigt die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Variatorübersetzung bzw. dem Getriebeeingangsmoment für zwei verschiedene Drehzahlen. Die gezeigten theoretischen Werte entsprechen gut den ersten korrespondierenden Messungen.

Zur weiteren Optimierung wurden geometrisch verschiedene Varianten berechnet.

Figur 76 zeigt die entsprechenden Berechnungsergebnisse.

Eindeutig zu erkennen ist der Vorteil der heutigen Serie (A) gegenüber der Variante C mit 7° Scheibensatzwinkel.

Der Unterschied zwischen der Variante B und der heutigen Serie (A) ist gering. Die Serienvariante hat im Overdrive einen besseren Wirkungsgrad als die Variante B. Dies ist vorteilhaft, da in allen Belastungskollektiven mit sehr hohen Zeitanteilen im overdrivenahen Bereich gefahren wird.

Bei der Variante D steigt der Wirkungsgrad um etwa ein halbes Prozent durch die Erhöhung der Wellensteifigkeit.

Gut zu erkennen ist die negative Auswirkung der Überanpressung auf den Wirkungsgrad. Wie in gezeigt, ist durch die Optimierung des Anpresssystems eine Verbesserung des Wirkungsgrades von ca. 2% zu erwarten. Hauptsächlich ist dies bedingt durch die Reduktion der Verluste am Variator und zusätzlich durch die Reduktion der Leistungsaufnahme der Pumpe.

Die im vorhergehenden Kapitel dargestellten Reserven der Momentenkapazität können alternativ auch zur Vergrößerung der Getriebespreizung genutzt werden. Die maximalen Spreizungen von CVT-Getrieben liegen heute bei ca. 6,0. Bis zu einer Vergrößerung der Spreizung auf Werte zwischen 6,5 und 7,0 sind weitere Verbrauchsreduktionen zu erwarten. Noch größere Spreizungen sind nicht mehr sinnvoll, da aufgrund der notwendigen Verstellodynamik und der dadurch bedingten Systemauslegung der Wirkungsgrad wieder abfällt. Eine Spreizungserhöhung von 6,0 auf 6,5 für ein Mittelklasse-Fahrzeug mit ca. 300 Nm Motormoment ergibt eine Verbrauchsreduktion von etwa 1%.

In Summe lässt sich der Verbrauch durch Verbesserung des Anpresssystems (2%) und der Ausnutzung der erweiterten Spreizung (1%) um gut 3% senken. Ein gut ausgeführtes CVT hat damit das Potenzial, auch die neuen 6-Gang-Stufenautomaten bezüglich Verbrauch deutlich zu unterbieten.

Ein Schwerpunkt der CVT-Entwicklung für die Serienanwendung ist die Akustikoptimierung der Kette und der Getriebestruktur.

Wie in gezeigt, kann durch eine geschickte Verteilung von kurzen und langen Laschen die Einzeltonhaltigkeit der Kette stark reduziert werden. Die so gefundene Teilungsfolge wird im weiteren als „Random“ bezeichnet.

Figur 77 stellt eine Gleichteilungskette einer Random-Kette gegenüber. Bei den gezeigten Kunstkopfmessungen wird bei konstanter Motordrehzahl das Fahrzeug kontinuierlich verzögert.

In der Figur ist die Frequenz über der abfallenden Fahrzeuggeschwindigkeit aufgetragen. Die Intensität ist farblich dargestellt.

Bei der Gleichteilungskette ist sehr gut die Einzeltonhaltigkeit zu erkennen, die bei der Random-Kette verschwindet. Der Wechsel von dieser Tonhaltigkeit zu einem Rauschen bewirkt jedoch, dass die Pegel in anderen Bereichen ansteigen.

Das Auftreffen aufeinanderfolgender Wiegedruckstücke wird als Eingriffsfrequenz der Kette bezeichnet. Das Spektrum der Kettenakustik beinhaltet neben dieser Eingriffsfrequenz auch die Kettenumlauf Frequenz und deren Vielfache.

Diese sogenannten Modulationsgeräusche haben ihre Ursache in der breitbandigen Anregung der Kette. Neben der Reduktion der Einzeltonhaltigkeit ist ein möglichst geringes Modulationsgeräusch anzustreben.

Das Kettengeräusch ist durch den Aufprall der Kettenglieder auf die Scheibensätze prinzipbedingt. Trotz großer akustischer Erfolge durch die Random-Kette gibt es also systembedingte Optimierungsgrenzen für die Teilungsfolge.

Die Unterbrechung der Geräuschübertragungswege ist eine naheliegende Möglichkeit, die Akustik weiter zu verbessern. Ziel ist es, den Übertragungsweg möglichst dicht an der Schallquelle zu unterbrechen, um aufwändige Sekundärmaßnahmen zu vermeiden.

Der hauptsächliche Übertragungsweg von der Schallquelle zur Karosserie ist der Körperschall. Der Impuls zwischen der Kette und den Scheiben wird als Körperschall über die Lagerung der Scheibensätze in das Getriebegehäuse eingebracht und von dort als Luftschall weitergeleitet. Es ist also naheliegend, die Körperschallübertragung an den Lagern so weit wie möglich zu unterbinden.

Derzeit werden elastische Lagerabkopplungen intensiv untersucht. Um die entkoppelnde Wirkung der Lager theoretisch zu untersuchen, ist es notwendig, die Übertragungsfunktion des Variators genauer zu analysieren.

Die im Figur 78 rechts oben dargestellte Übertragungsfunktion des Gesamtvariators wurde mittels Mehrkörpersimulation erstellt, bei der die Anregung durch eine Gleichteilungskette erfolgt. Es sind fünf wesentliche Überhöhungen der Übertragungsfunktion zu erkennen, die sich als Strukturresonanzen des Systems Scheiben/Wellen interpretieren lassen.

Durch das Auftrennen der Lagerkräfte am Scheibensatz 1 und 2 werden einzelne Überhöhungen entsprechend den Scheibensätzen zugeordnet.

Am Scheibensatz 1 (SS1) werden zwei erste Biegeformen angeregt (bei 1300 Hz und bei 2700 Hz). Diese sind dominant im Underdrive-Bereich, was der Anregung bei kleinem Laufradius der Kette entspricht.

Am Scheibensatz 2 gibt es drei starke Resonanzen (im Overdrive-Bereich bei 1900 Hz und 2200 ... 2800 Hz sowie im Underdrive-Bereich bei 2100 Hz). Diese drei Resonanzbereiche sind auch in der Messung deutlich zu erkennen.

Das Kettengeräusch macht sich hauptsächlich im Teillastbereich störend bemerkbar. Daher liegt der Gedanke nahe, eine zweistufige Federkennlinie für die Lager zu realisieren.

Figur 79 zeigt die angenommene Lagerkennlinie sowie die Simulationsergebnisse.

Die entkoppelnde Wirkung der weicheren Lagerkennlinien basiert nicht nur auf der Verschiebung einzelner Resonanzfrequenzen. Die akustisch optimierte Random-Kette regt bei allen Drehzahlen so gut wie alle Frequenzen an. Daher muss bei der Optimierung die Erhöhung des effektiven Dämpfungsgrades im System das Ziel sein.

Dies wird durch die reduzierte Systemsteifigkeit erreicht. Dabei ist es durchaus wichtig, das Zusammenfallen und die gegenseitige Verstärkung einzelner Resonanzen zu vermeiden. Die beste Wirkung ergibt sich bei einer Isolation von Scheibensatz 1 und 2.

Es gibt selbstverständlich teilweise Zwänge auf Grund der Getriebegesamtkonstruktion, die den Einsatz solcher abgekoppelter Lager nicht an allen Lagerstellen zulässt. Der Kettenvariator selbst verkraftet die Desaxierungen relativ problemlos. Kritischer sind Wellenbereiche, in denen Stirnradverzahnungen angeordnet sind.

Zusammen mit der Firma AFT wurde zwischenzeitlich an mehreren unterschiedlichen Getrieben die Wirksamkeit solcher Lagerabkopplungen nachgewiesen.

Figur 80 zeigt eine sehr gute akustische Wirkung und bestätigt, dass mit dieser Art der Geräuschabkopplung eine deutliche Verbesserung des Getriebegeräusches bewirkt werden kann.

Ein wesentlicher Punkt der derzeitigen Entwicklung von Kettenvarioren ist die weitere Steigerung der Momentenkapazität. Heute ist es möglich, bei einem Achsabstand des Variators von ca. 170 mm und einer Getriebe-spreizung von 6,0 Drehmomente von etwa 400 Nm zu übertragen. Mehrbereichsstrukturen, wie in gezeigt, sind eine Möglichkeit, die Momente weiter zu steigern.

Bei der Optimierung des Wirkungsgrades wurden weitere Fortschritte erzielt. Damit kann das CVT-Getriebe auch gegenüber den Handschaltgetrieben und den neuesten 6-Gang-Stufenautomaten seinen Verbrauchsvorteil wahren.

Zur weiteren Verbesserung der Akustik gibt es ebenfalls neue Ansätze. Neben der bisherigen Optimierung der Teilungsfolge werden Akustikmaßnahmen an den Schallübertragungswegen untersucht. Als besonders erfolgversprechend hat sich hierbei die elastische Abkopplung zwischen den Lagern der Variatoren und dem Gehäuse herausgestellt.

Auch auf der Kostenseite zeigt sich im Vergleich zu anderen Getriebearten die Marktfähigkeit der CVT-Getriebe.

Damit sind alle notwendigen Voraussetzungen gegeben, dass sich CVT-Getriebe in Zukunft am Markt durchsetzen werden.

Die steigenden Treibstoffpreise und die vom Gesetzgeber verordneten Emissionsrichtlinien stellen hohe Anforderungen an die Automobilhersteller und Zulieferer, den Wirkungsgrad des Antriebstranges weiter zu verbessern.

LuK stellt als Systemlieferant CVT-Komponenten wie Scheibensätze, Kette, hydraulische Steuerung und Dämpfer her. All diese Komponenten haben einen großen Einfluss auf den Getriebewirkungsgrad und somit auf den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs. Die mit Audi gemeinsam entwickelte multitronic® zeigt, dass das Getriebe einen deutlichen Beitrag zur Verbrauchsreduzierung leisten kann. Im Vergleich zu konventionellen 5-Gang-Stufenautomaten wird ein Verbrauchsvorteil im NEFZ-Zyklus von ca. 9% erreicht.

Trotz dieses Vorsprungs, den das CVT hat, wird versucht, den Wirkungsgrad weiter zu verbessern. In diesem Bericht werden zwei verlustrelevante Bauteile näher betrachtet. Der erste Abschnitt befasst sich mit den Verlusten, die durch die hydraulische Steuerung hervorgerufen werden, und den Möglichkeiten, diese weiter zu reduzieren. Der zweite Abschnitt behandelt die mechanischen Verluste im Variator in Abhängigkeit von den Anpresskräften. Hierzu wird ein neuartiges Verfahren zur Schlupferkennung und damit zur Reduzierung der Anpresskräfte und Verbesserung des Wirkungsgrades vorgestellt. In Figur 81 sind die Verlustanteile am Beispiel der in Serie produzierten multitronic® für den NEFZ-Zyklus dargestellt.

Die Summe der Energieverluste am Variator und der Hydraulik liegt bei ca. 15% bezüglich der Gesamtenergie an der Getriebeeingangswelle. Durch weitere Optimierungsschritte, wie einer kleineren Pumpe und einer geänderten Anpressstrategie des Variators, soll der Wirkungsgrad des Systems weiter verbessert werden.

Die notwendige Pumpengröße stellt ein wesentliches Beurteilungskriterium für die Auswahl des Hydraulikkonzeptes dar.

Die hydraulischen Verluste können, wie in Figur 82 dargestellt, über das theoretische Fördervolumen und den Druck berechnet werden.

Die Pumpengröße wird durch das Getriebekonzept und die Getriebeleckage bestimmt. Das Getriebekonzept beinhaltet beispielsweise die Entscheidung für Einfach- oder Doppelkolben oder die Ausführung der Kupplungskühlung mit einer Saugstrahlpumpe, die es erlaubt, den Kühlvolumenstrom der Hochdruckpumpe zu verdoppeln.

Je nach Fahrsituation benötigt das Getriebe sehr unterschiedlich große Volumenströme. Das LuK System mit Doppelkolben und Drehmomentfühler zeichnet sich dadurch aus, dass die Spitzenbedarfswerte für Verstellung, Kupplungskühlung und Anpressung im gleichen Maße die Pumpengröße bestimmen. Der große Volumenstrombedarf der Scheibensätze für dynamische Ge-

triebeverstellungen bei Vollbremsung von konventionellen CVT mit Einfachkolben kann durch das Doppelkolbensystem auf ein Drittel reduziert werden.

Ein weiteres wichtiges Auslegungskriterium für die Dimensionierung der Pumpengröße stellt die Kupplungskühlung dar. Im Anfahrmodus benötigt die nasse Kupplung einen hohen Kühlölvolumenstrom auf niedrigem Druckniveau, um die entstehende Verlustleistung abführen zu können. Die Zeitanteile, in denen zusätzlich zur Hochdruckpumpe ein Volumenstrom zur Kupplungskühlung benötigt wird, betragen im NEFZ weniger als 2%. Auf Grund der geringen Zeitanteile ist es nicht sinnvoll, diesen Spitzenbedarf allein mit der Hochdruckpumpe abzudecken. Stattdessen wird eine kostengünstige zuschaltbare Saugstrahlpumpe, die keine Antriebsleistung erfordert, verwendet. Die Saugstrahlpumpe nutzt die vorhandene kinetische Energie des Öls mittels Injektorwirkung zur Erhöhung des Volumenstromes.

Einen weiteren wichtigen Aspekt für die Auslegung der Pumpengröße stellt die interne Getriebeleckage dar. Diese setzt sich wie folgt zusammen:

- Interne Pumpenleckage
- Steuerungsleckage
- Leckage der Gleitdichtringe
- Schiebesitzleckage der Scheibensätze

All diese Leckagen sind stark temperatur-, druck- und toleranzabhängig. In einem Getriebe gehen viele Bauteileinzeltoleranzen in die Leckagebilanz ein. Die Wahrscheinlichkeit, dass all diese Spiele gleichzeitig ein Maximum aufweisen, ist sehr gering. Aus diesem Grund werden die Maximaltoleranzen im Sinne einer statistischen Betrachtung berücksichtigt. Somit wird die Pumpe nicht unnötig groß dimensioniert. Für die Berechnung der Getriebeleckage werden alle einzelnen Leckagestellen erfasst und in einer Bilanz zusammengeführt.

In Figur 83 sind zwei kritische Betriebszustände dargestellt. Für beide Zustände wird die kleinste vorkommende Motordrehzahl, das jeweils höchst mögliche Motormoment und eine Temperatur von 100 °C zugrundegelegt, d. h. geringe Fördermenge der Pumpe bei hohem Systemdruck und geringer Ölviskosität. Im Betriebszustand Anfahren wird der erforderliche Volumenstrom vom Kühlölbedarf der Anfahrkupplung bestimmt, während die Vollbremsung durch den hohen Volumenstrombedarf für die Underdriveverstellung charakterisiert wird. Rechts wird der Vorteil des Doppelkolbensystems bezüglich Pumpengröße verdeutlicht. Trotz des bei einer Vollbremsung niedrigen Druckniveaus mit Einfachkolbensystem und der dadurch geringeren Getriebeleckage muss die Pumpe wegen des höheren Verstellvolumenstromes deutlich größer dimensioniert werden.

Die Getriebeleckage stellt je nach Betriebszustand einen Anteil von bis zu 70% des geförderten Volumenstroms dar. Der größte Leckageanteil entsteht in der hydraulischen Steuerung selbst. Betrachtet man den Zustand Anfahren, so teilt sich die Steuerungsleckage, wie in Figur 84 dargestellt, in drei wesentliche Blöcke auf.

Die folgenden Optimierungsmaßnahmen wurden zur Reduzierung der Steuerungs- leckagen untersucht:

- Schieberleckage
 - Verkleinerung der Schieberdurchmesser
 - Vergrößerung der Überdeckungsängen
 - Reduzierung der Schieberspiele
 - Reduzierung der Schieberanzahl auf ein Minimum
- Vorsteuerleckage
 - Einsatz von 3/2-Wegeventile anstelle von 2/2-Wegeventile
 - Reduzierung der Zulaufblendendurchmesser
- Leckagezunahme über der Lebensdauer auf Grund von Bohrungsverschleiß
 - Neue Beschichtungstechnologie für optimale Schieberkantentopographie
 - Reduzierung der Schieberquerkräfte durch Optimierung der Strömungsführung und Druckverteilung

Werden all diese Maßnahmen umgesetzt, so kann die Steuerungsleckage um bis zu 25% gesenkt werden (Figur 85).

Auch die übrigen Leckagestellen, wie Pumpe, Gleitdichtringe und Schiebesitze der Wegscheiben, werden analysiert und durch leckagereduzierende Maßnahmen optimiert.

Die Pumpe wird konstruktiv mit einer radialen und axialen Spaltkompensation versehen. Die Pumpenleckage kann dadurch auf ein Minimum reduziert werden.

Die Gleitdichtringleckage wird durch den Einsatz von speziellen Schlossgeometrien und neuen Materialien mit günstigem Quellverhalten verringert.

Die Schiebesitzleckage der Scheibensätze kann durch Spieleinengung, Vergrößerung der Dichtlänge und Reduzierung der Ovalverformung unter Last verkleinert werden.

Mit steigenden Systemdrücken nehmen die Leckagen zu, und die Pumpe muss entsprechend größer dimensioniert werden.

Werden die Systemdrücke kleiner gewählt, so werden die Anpress- und Verstellflächen entsprechend größer, die wiederum bei gleicher Verstelldynamik eine größere Pumpe erforderlich machen. Anhand von Verbrauchssimulationen wird ein Optimum zwischen Druckniveau und Anpress- bzw. Verstellflächen gefunden. Für die Wahl des Druckniveaus wurden folgende Randbedingungen berücksichtigt:

- Systemdruck abhängig von Motormoment und Übersetzung
- Optimum bezüglich Druckniveau und Anpressflächen
- Geringe Sicherheitsfaktoren für die Anpressung, z. B. Schlupfregelung
- Geringe Rückstaudrücke im Kühlerkreis, um nicht systemdruckbestimmend zu werden

- Geringe Rückstaudrücke in der Steuerung durch große Querschnitte mit wenigen Kanalumlenkungen

Figur 86 zeigt einen Vergleich zwischen der Pumpengröße im LuK Hydraulikkonzept und anderen auf dem Markt verfügbaren CVT-Pumpen. Die zu übertragenden Motormomente beeinflussen die Systemdrücke in einer Steuerung stark und haben somit einen deutlichen Einfluss auf die Getriebeleckage. Der Pumpenvergleich wurde deshalb in Abhängigkeit vom Motormoment durchgeführt.

Die Vorteile des LuK Konzeptes zeigen sich deutlich in der kleinen Pumpe, die für Motormomente größer 300 Nm kaum größer ausgeführt werden muss wie eine Pumpe eines konventionellen CVT für weniger als das halbe Motormoment. Auch für die Entwicklung von noch leistungsfähigeren CVT mit höheren übertragbaren Momenten wird die Pumpengröße und somit der Leistungsbedarf nicht stark ansteigen. Die höheren Leckagen, die im Getriebe durch die höheren übertragbaren Momente entstehen, werden durch die dargestellten leckagereduzierenden Maßnahmen überkompensiert.

Wenn alle leckagereduzierenden Maßnahmen bei gleichem Nennmoment umgesetzt werden, kann die Pumpengröße um etwa 20% im Vergleich zum Serienstand verkleinert werden.

Die Leistungsübertragung mechanisch stufenloser Getriebe erfolgt über Reibkontakte. Zur Sicherstellung der Leistungsübertragung an den Reibstellen ist eine ausreichende Anpresskraft notwendig. Die für einen sicheren Betrieb realisierbare, minimale Anpresskraft wird im Wesentlichen beeinflusst durch:

- Güte des Lastsignals
- Schwankungen des Reibwertes
- Verhalten des Stellgliedes

Auf Grund dieser Einflüsse und der Tatsache, dass starkes Rutschen des Variators zur sofortigen Zerstörung führt, müssen zum Teil hohe Überanpressungen in Kauf genommen werden, die zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrades sowie zu einer erhöhten Bauteilbelastung führen.

Mit der vor zweieinhalb Jahren erstmals am Markt vorgestellten multitronic® wurde bereits eine deutliche Verbesserung des Wirkungsgrades gegenüber konventionellen CVT erreicht. Die Anpresskraft wird hierbei in Abhängigkeit des Variatoreingangsmomentes durch einen am Scheibensatz 1 angeordneten hydro-mechanischen Drehmomentfühler eingestellt. Dadurch konnte die Überanpressung reduziert werden.

Zur weiteren Steigerung des CVT Wirkungsgrades ist eine weitere Reduzierung der Überanpressung von entscheidender Bedeutung.

Zwischen ungewollter Überanpressung und zerstörendem Rutschen bleibt jedoch lediglich ein schmaler optimaler Bereich.

Um den Variator im optimalen Bereich betreiben zu können, ist eine Messgröße notwendig, die im Folgenden Regelgröße genannt wird. Anhand der Regelgröße wird ermittelt, ob die Anpresskraft innerhalb

oder außerhalb des optimalen Bereiches liegt. Optimal bedeutet in diesem Zusammenhang, dass die Funktionsfähigkeit des Variators über der Lebensdauer nicht eingeschränkt und gleichzeitig ein hoher Wirkungsgrad erreicht wird.

Eine mögliche Regelgröße zur Ermittlung des Abstandes zwischen der aktuellen Anpressung und der Rutschgrenze, bei der der Variator irreversibel geschädigt wird, stellt der Variatorschlupf dar.

Während der Entwicklung einer Methode zur Schlupfbestimmung wurden verschiedene physikalische Prinzipien, die Rückschlüsse auf den Schlupf erlauben, wie z. B. die Messung der Temperatur des abspritzenden Kühllöses, untersucht. Am erfolgversprechendsten erwies sich eine Modulation des Scheibensatzanpressdruckes.

Im oberen Teil von Figur 87 ist die Zunahme des Variatorschlupfes in Abhängigkeit des Motormomentes bei konstantem Anpressdruck schematisch dargestellt. Im Bereich der Überanpressung ist der Schlupf klein. Im optimalen Bereich liegt der Schlupf bereits etwas höher. Bei einer weiteren Steigerung des Momentes steigt der Schlupf überproportional an, und es tritt eine irreversible Schädigung von Scheibensätzen und Kette auf.

Mit Schlupf werden die zur Leistungsübertragung notwendigen Gleitbewegungen zwischen Kette und Scheibensätzen bezeichnet.

Das Verfahren der Druckmodulation soll anhand der unteren Diagramme in Figur 87 veranschaulicht werden. Bei dem Verfahren wird der Anpressdruck periodisch moduliert und die Scheibensatzdrehzahldifferenz ermittelt. Im Bereich der Überanpressung ergibt sich keine Reaktion der Drehzahldifferenz durch die Druckmodulation. Mit zunehmendem Schlupf stellt sich aber eine Drehzahlschwingung ein, deren Frequenz der Modulationsfrequenz des Anpressdruckes entspricht und deren Amplitude umso größer wird, je mehr Schlupf vorliegt. Damit ist eine Größe gewonnen, die sich in Abhängigkeit des Variatorschlupfes ändert.

Wesentliche Kriterien zur Wahl der Modulationsfrequenz sind:

- Hydraulische und mechanische Eigenfrequenzen
- Komfort und Akustikeigenschaften
- Verstellverhalten des Variators

Figur 88 zeigt den idealen Frequenzbereich für die Modulation, in dem keine Komfortprobleme zu erwarten sind und wenig andere Störfrequenzen vorhanden sind.

Die in Figur 87 beschriebene Idee zur Schlupfmessung soll nun anhand einer Messung überprüft werden.

Figur 89 zeigt zwei Messungen mit Druckmodulation an einem Umschlingungs-CVT. Die Verläufe von Anpresskraft und Drehzahldifferenz sind über der Zeit dargestellt.

Für beide Messungen wurde derselbe mittlere Anpressdruck gewählt, der nach Momentenfühlerauslegung einem Getriebeeingangsmoment von ca. 60 Nm entspricht. Die Getriebeeingangsmomente in den Messungen sind mit 30 Nm und 100 Nm stark unterschiedlich. Somit liegen die Grenzverhältnisse aus Figur 87 vor.

Die Drehzahl von Scheibensatz 1 ist bei beiden Messungen 3000 min^{-1} , die Variatorübersetzung ist 2. Daraus ergibt sich eine mittlere Drehzahldifferenz von 1500 min^{-1} . Die Drehzahldifferenzen zeigen bei beiden Getriebeeingangsmomenten Schwingungen. Es sind jedoch überwiegend Frequenzen vorhanden, die nicht der Modulationsfrequenz entsprechen. Weiterhin sind trotz verschiedener Eingangsmomente die in Figur 87 gezeigten, markanten Unterschiede der Drehzahldifferenzen nicht zu erkennen.

Dass sich die Signale im Zeitbereich nur unwesentlich unterscheiden, liegt am starken Rauschanteil, der dem Nutzsignal überlagert ist. Dies bedeutet, dass das im Vergleich zum Rauschen vorhandene kleine Nutzsignal erst mit einem geeigneten Auswerteverfahren sichtbar gemacht werden muss.

Für die Erzeugung eines nutzbaren Signals aus einem stark verrauschten Untergrund ist das Lock-In Verfahren bekannt. Nachfolgend wird das Verfahren erläutert und die Funktionsfähigkeit anhand der oben gezeigten Messungen nachgewiesen.

Gemäß Figur 90 wird das Anpressdrucksignal zunächst in eine Rechteckschwingung mit einem Wertebereich zwischen -1 und +1 umgewandelt.

Dies lässt sich realisieren, indem ein Bandpassfilter auf das Rohsignal angewandt und unter Berücksichtigung der Phasenlage ein Rechtecksignal generiert wird.

Das Drehzahldifferenzsignal wird ebenfalls mit einem Bandpassfilter gefiltert. Wird nun das Rechtecksignal mit dem gefilterten Drehzahldifferenzsignal multipliziert, werden die negativen Bereiche der Drehzahldifferenz in den positiven Bereich abgebildet. Das beschriebene Vorgehen kann auch mit phasenrichtiger Gleichrichtung bezeichnet werden, da nur die Bereiche gleichgerichtet werden, die die richtige Phasenlage zur Anpresskraft besitzen. Sämtliche Störanteile, deren Phasenlage zum Anpresssignal nicht konstant ist, werden zufällig multipliziert.

Durch die anschließende Tiefpassfilterung des gleichgerichteten Signals werden die höherfrequenten Anteile unterdrückt, so dass das Nutzsignal sichtbar wird. Ein Vergleich zwischen Nutzsignal und Schlupf an einem geometrisch blockierten Variator zeigt, dass das Nutzsignal vom Variatorschlupf abhängt. Deshalb wird es im Folgenden als Schlupfmaß bezeichnet.

Die in Figur 89 dargestellten Messsignale wurden mit dem beschriebenen Verfahren ausgewertet. Das dabei erzeugte Schlupfmaß ist in Figur 91 dargestellt. Zwischen den Signalen für das Eingangsmoment von 30 Nm und 100 Nm sind nun im Schlupfmaß im Gegensatz zu den Drehzahldifferenzen deutliche Unterschiede zu erkennen.

In Figur 92 ist das Schlupfmaß von mehreren ausgewerteten Messungen in Abhängigkeit des Motormomentes aufgetragen. Die Messungen wurden an einem Verbrennungsmotoren-Prüfstand mit Umschlingungs-CVT bei drei unterschiedlichen Variatorübersetzungen durchgeführt. Der mittlere Anpressdruck war nahezu konstant. Die Symbole geben die Messwerte und deren Streuung wieder.

Für alle drei Übersetzungen ist eine deutliche Abhängigkeit des Schlupfmaßes vom Motormoment zu erkennen. Die Steigung der Kurven verläuft bei hoher Überanpressung zunächst flach und nimmt im Bereich geringerer Überanpressung progressiv zu.

Das von der multitronic® bei der hier vorgegebenen Anpressung übertragene Drehmoment ist ebenfalls eingetragen.

Nach den Messungen wurde das System aus Scheibensätzen und Kette befundet. Dabei konnten trotz eines Schlupfmaßes von bis zu 16 keine Beschädigungen festgestellt werden. Das bedeutet, dass zumindest kurzzeitig ein gegenüber der multitronic® erhöhter Schlupf zulässig ist. Nach derzeitigem Erprobungsstand kann noch nicht beurteilt werden, welches Schlupfmaß dauerhaft ertragen werden kann.

Die Auswirkung der Überanpressung auf den Gesamtgetriebewirkungsgrad zeigt Figur 93.

Während der Messung wurden die Getriebeeingangsdrehzahl, die Variatorübersetzung und das Getriebeeingangsmoment konstant gehalten.

Mit fallendem Anpressdruck steigt der Wirkungsgrad ausgehend von der Anpressung der multitronic® zunächst deutlich an. Trotz einer Zunahme des Variatorschlupfes steigt der Gesamtgetriebewirkungsgrad. Dies liegt daran, dass zum einen die hydraulischen Verluste durch eine geringere Anpressung reduziert werden und zum anderen sich auf Grund der verminderten Überanpressung geringere Variatorverluste einstellen.

Bei weiterer Reduktion der Anpressung steigt der Gesamtgetriebewirkungsgrad nur noch wenig bzw. mündet in einen horizontalen Verlauf. Die Schlupfverluste werden nicht mehr durch den Leistungsgewinn aus Überanpressung und Pumpendruck überkompensiert.

Das mit eingetragene Schlupfmaß – ausgewertet nach dem Lock-In-Verfahren – steigt mit sinkendem Anpressdruck kontinuierlich an.

Wird das Schlupfsignal als Regelgröße für einen Schlupfregler verwendet, besteht prinzipiell die Möglichkeit, das Getriebe im Bereich des optimalen Wirkungsgrades zu betreiben. Durch die reduzierte Anpressung werden zusätzlich die Variatorwellen entlastet, was z. B. für eine Spreizungserweiterung genutzt werden kann.

Da sich der Anpressbedarf zeitlich nur langsam ändert, ist anstatt einer Schlupfregelung auch eine Anpresssteuerung mit Adaption denkbar.

Eine Schlupferkennung/-regelung mit dem Verfahren der Druckmodulation stellt sehr hohe Anforderungen an die hydraulische Steuerung:

- Geringe Hysterese in der Steuerkette
- Hohe Dynamik im Druckaufbau
- Hohe Stabilität bezüglich hydraulischer Schwingungen
- Sehr gute Streckenkenntnisse über Druck und Temperatur, um den überlagerten Regelkreis für die Schlupfregelung in allen Betriebszuständen stabil auslegen zu können.
- Hohe Reproduzierbarkeit des Druckauf- und -abbaus

In Figur 94 ist der Teil der Hydraulik dargestellt, der für das Anpresssystem verantwortlich ist.

Für die Auslegung der Hydraulik wurden umfangreiche Simulationen und Berechnungen durchgeführt. Mit Hilfe dieser Simulationen kann z. B. der Einfluss der Hysterese auf das Schlupfmaß dargestellt werden (Figur 95).

Sowohl in der Simulation als auch in den Messungen zeigt sich, dass bei gleicher Ventilanregung die Druckamplituden mit steigender Ventilhysterese geringer werden. Gleichzeitig reduziert sich auch das Schlupfmaß.

Um die Ventilhysterese minimal zu halten, hat LuK eine spezielle Ventilansteuerung entwickelt. Die Hysterese des Proportionalventils und die des Anpressschiebers wird auf ein Minimum reduziert, indem gezielte Druckschwingungen über die Stromvorgabe des Proportionalventils ins Gesamtsystem eingebracht werden. Diese Druckschwingungen liegen in einem Frequenzbereich zwischen 70 und 100 Hz und damit über der Modulationsfrequenz für die Schlupferkennung. Sie haben keinen Einfluss auf die Druckamplituden der Schlupferkennung. In Figur 96 ist der Zusammenhang zwischen Strom, Vorsteuerdruck und Anpressdruck dargestellt.

Die erforderliche Form der Überlagerungsamplitude im Strom wird durch das Folgesystem bestimmt. Da die Strecke ein nichtlineares Verhalten aufweist, werden unterschiedlich hohe Anregungsamplituden im Strom benötigt, um eine konstante Druckamplitude über den Kennlinienverlauf zu erzielen.

Ein wesentliches Entwicklungsziel der modernen Antriebstechnik ist die Reduktion des Kraftstoffverbrauches. Dies erfordert Maßnahmen zur weiteren Steigerung des Getriebewirkungsgrades. Die in Serie befindliche multitronic® stellt bezüglich Wirkungsgrad und Verbrauch bereits einen sehr guten Stand dar (Figur 96).

Durch eine konsequente Weiterentwicklung der hydraulischen Steuerung in Verbindung mit neuen Ideen zur Realisierung einer Schlupfregelung lässt sich weiteres Potenzial zur Senkung des Kraftstoffverbrauches erschließen.

Anhand von ersten Messungen konnte nachgewiesen werden, dass das Potenzial zur weiteren Steigerung des Wirkungsgrades vorhanden und umsetzbar ist.

Nach der erfolgreichen Markteinführung der Audi multitronic® für derzeitige Anwendungen bis 310 Nm besteht allgemein der Wunsch nach stufenlosen Getrieben auch bei stärkeren Motorisierungen. Der Zielwert hierfür ist etwa 500 Nm Motormoment.

Bei der Entwicklung eines CVT-Konzeptes (Continuously Variable Transmission) für Anwendungen mit deutlich höheren Drehmomenten sind neben vielen anderen Aspekten eine verbrauchsoptimierte Getriebestruktur und die Variatorbelastung für die Auswahl und Bewertung von besonderer Bedeutung. Das begrenzende Element für eine weitere Steigerung des maximal übertragbaren Moments stellt das Umschlingungsmittel dar.

Gemäß ist bei nicht-verzweigten konventionellen CVT mit der weiterentwickelten LuK Kette das Motormoment bei Spreizung 6 und Achsabstand 171 mm zur Zeit auf ca. 400 Nm begrenzt. Kleinere Spreizungen lassen hinsichtlich des Verbrauchs Nachteile erwarten.

Figur 97 gibt einen Überblick über die Spreizung und das maximale Motormoment von Serien-CVT mit verschiedenen Umschlingungsmitteln. Die anspruchsvollste Anwendung stellt derzeit der LuK Variator in der Audi multitronic® mit einem maximalen Motormoment von 310 Nm und Spreizung 6 dar. Das Potenzial für die Momentensteigerung auf etwa 400 Nm durch die baurneutrale Weiterentwicklung der LuK Kette ist zusätzlich eingezeichnet. Für eine weitere Erhöhung des Motormoments bis 500 Nm bei Spreizungen zwischen 6 und 7 sind deshalb erweiterte Strukturen, wie z. B. die Anordnung des Variators in einem leistungsverzweigten Triebstrang, notwendig.

Im Rahmen der vorliegenden theoretischen Studie wurden mögliche Konzepte für ein leistungsverzweigtes Zweibereich-CVT untersucht, um zu überprüfen, ob der Sprung zu den geforderten 500 Nm mit den genannten Spreizungen möglich ist.

Ein Zweibereich-CVT ist gegenüber einem Einbereich-CVT im Vorteil, weil sowohl das Variatormoment als auch die Variatorspreizung, die für eine vorgegebene Gesamtspreizung notwendig ist, reduziert sind. Beides führt zu einer Variatorentlastung, die zur Erhöhung des Variatormoments und damit des Motormoments und der Spreizung genutzt wird.

Die verschiedenen konstruktiven Ausführungsmöglichkeiten für ein Zweibereichsgetriebe werden im folgenden Kapitel hinsichtlich ihrer Eignung überprüft und sukzessive eingegrenzt. Daran anschließend wird auf die notwendigen Besonderheiten der Anpressung und Hydraulik eingegangen. Abschließend wird eine mögliche Steuerstrategie dargestellt. Die Entwicklung einer Strategie für einen komfortablen Bereichswechsel bildet hier den Schwerpunkt.

Bei den derzeit am Markt verfügbaren CVT ist der Variator in einem unverzweigten Triebstrang angeordnet, sog. Einbereich-CVT. In der Einleitung wurde bereits auf die Momentenkapazität eingegangen.

Deshalb sind erweiterte Getriebestrukturen, wie z. B. Zweibereich-CVT, für eine Steigerung der Momentenkapazität bis etwa 500 Nm bei gleichzeitiger Erhöhung der Spreizung, notwendig.

Bei der einfachsten Variante eines Zweibereich-CVT ist parallel zum Variatorzweig eine zweite Welle mit fester Übersetzung angeordnet. Beide Zweige werden durch ein Summiergetriebe (z. B. ein einfaches Planetengetriebe) auf die Abtriebswelle zusammengeführt. Durch Öffnen bzw. Schließen einer Kupplung im festübersetzenden Zweig kann der Triebstrang und damit auch der Variator entweder unverzweigt bzw. verzweigt betrieben werden. Ein Zweibereich-CVT ist daher sowohl mechanisch als auch steuerungstechnisch aufwändiger als ein Einbereich-CVT.

Es sind auch Ausführungen von Zweibereich-CVT möglich, bei denen sich der Variator permanent im leistungsverzweigten Triebstrang befindet, allerdings müssen bei vergleichbarer Spreizung die Summiergetriebe komplexer ausgeführt werden.

In der Literatur sind darüber hinaus noch andere Mehrbereichskonzepte bekannt, die im Rahmen der durchgeführten Studie nicht untersucht wurden.

Die Darstellung in Figur 98 veranschaulicht Aufbau und Funktion eines möglichen Zweibereich-CVT. Das Summiergetriebe ist ein einfaches Planetengetriebe mit negativer Standübersetzung i_1 (Minusgetriebe). Bei einem Minusgetriebe haben bei festgebremstem Planetenträger die Sonne und das Hohlrad entgegengesetzte Drehrichtung. Die Kupplung im festübersetzenden Zweig hat die Bezeichnung K_H . Um die Freiheitsgrade des Planetengetriebes im unverzweigten Betrieb einzuschränken, ist eine weitere Kupplung K_L notwendig, welche Sonnenrad und Träger miteinander verbindet. Das Planetengetriebe läuft dann verblockt um und hat damit die Übersetzung 1. In der schematischen Darstellung sind das Anfahrlement (Kupplung oder hydrodynamischer Wandler) und das Achsdifferenzial zur Vereinfachung nicht gezeigt. Für den Rückwärtsgang wird eine zusätzliche Bremse B benötigt, die ein Festbremsen des Planetenträgers ermöglicht. Die Abtriebswelle ist mit dem Hohlrad verbunden.

Im unverzweigten Betrieb ist K_L geschlossen und K_H geöffnet. In Leistungsverzweigung sind die Verhältnisse entgegengesetzt. Der Punkt, bei dem die Umschaltung der Kupplungen erfolgt und der beide Bereiche voneinander trennt, wird als Bereichswechselpunkt bezeichnet.

Mit dem Konzept aus Figur 98 ist es möglich, Leistungsverzweigung entweder beim Anfahren (höhere Fahrbereiche sind dann unverzweigt) oder erst in höheren Fahrbereichen (das Anfahren erfolgt dann unverzweigt) zu realisieren. Dazu müssen die Fest- und Standübersetzungen angepasst und die Betätigungen der Kupplungen K_H und K_L vertauscht werden. Zusätzliche Kupplungen sind nicht erforderlich. Nachfolgend wird das Getriebe aus Figur 98 im niederen Fahrbereich (im Weiteren als LOW-Bereich bezeichnet) unverzweigt und im hohen Fahrbereich (HIGH-Bereich) leistungsverzweigt betrachtet.

In Figur 98 sind ergänzend die Leistungsflüsse über den Variator im unverzweigten und leistungsverzweigten Zug-Betrieb schematisch dargestellt. Im unverzweigten Fall, Figur 98a, fließt die gesamte Motorleistung über den Variator. Bei Umschaltung in Leistungsverzweigung bildet sich im verzweigten Getriebeteil ein Blindleistungsfluss entsprechend Figur 98b aus. Das Variatormoment wechselt dadurch sein Vorzeichen, der Variator wird im Schub betrieben. Die Größe des Leistungsflusses über den Variator ist von der Gesamtübersetzung abhängig und kann wie folgt analysiert werden. Bei geschlossener Anfahrkupplung bzw. Wandlerüberbrückungskupplung sind Motor- und Variatoreingangsdrehzahl identisch. Die Leistung errechnet sich aus dem Produkt von Drehzahl und Moment und daraus folgt, dass das Verhältnis von Variator- zu Motormoment identisch ist mit dem Verhältnis von Variator- zu Motorleistung. Bei Einbereich-CVT ist dieses Verhältnis gleich 1. In Leistungsverzweigung ist dies nicht mehr der Fall.

Figur 99 zeigt das Verhältnis von Variator- zu Motormoment in Abhängigkeit von der Gesamtübersetzung. Im unverzweigten Betrieb, also zwischen Gesamtgetriebe-Underdrive (UD) und Bereichswechsel, ist das Verhältnis dementsprechend konstant 1. Beim Bereichswechsel in Leistungsverzweigung ändert sich das Vorzeichen des Variatormoments durch das Auftreten der Blindleistung, vgl. Figur 98b. Bei weiterer Verstellung Richtung Gesamtgetriebe-Overdrive (OD) reduziert sich das Verhältnis von Variator- zu Motormoment kontinuierlich. Bei der hier gewählten Auslegung ist der Betrag des Variatormoments im Gesamtgetriebe-OD nur etwa 10% des Motormoments. Dadurch wird in diesen Betriebspunkten eine mechanische Entlastung des Variators erreicht.

Der abnehmende Leistungsfluss über den Variator im verzweigten Bereich führt zu einer Verbesserung des Getriebewirkungsgrades und hat damit auch Einfluss auf den Verbrauch. Figur 99 zeigt die Fahrzeitanteile im MVEG. Im außerstädtischen Anteil (EUDC) wird der Variator überwiegend in Leistungsverzweigung betrieben. Am Variator treten dann nur geringe Momente und damit geringe Verluste auf. Dies führt zu einem Verbrauchsvorteil im Zyklus. Der hydraulische Druck für die Anpressung und damit auch für die Pumpe kann proportional zum anliegenden Variatormoment abgesenkt werden.

Durch ein Zweibereich-CVT kann die Variatorspreizung reduziert werden. In Figur 99 ist ergänzend die Variatorübersetzung über der Gesamtübersetzung dargestellt. Vom Anfahren bis zum Bereichswechsel ändert sich die Variatorübersetzung vom Variator-UD (größte Variatorübersetzung) bis Variator-OD (kleinste Variatorübersetzung). Bei weiterer Verstellung vom Bereichswechsel zum Gesamtgetriebe-OD verstellt der Variator in entgegengesetzter Richtung zurück zum Variator-UD. Dadurch, dass der Übersetzungsbereich des Variators zweimal durchlaufen wird, kann im Vergleich zum Einbereich-CVT - bei gleicher Gesamtspreizung - die Variatorspreizung reduziert werden. Im vorliegenden Fall kann die erforderliche Variatorspreizung im Vergleich zum Einbereich-CVT um bis zu 34% reduziert werden.

Die reduzierte Variatorspreizung im Zweibereich-CVT führt zu einer Entlastung der Kette. Dies zeigen die normierten Kettenlaufradien am Scheibensatz 2 für Ein- und Zweibereich-CVT (Figur 100). Durch die Einschränkung der Variatorspreizung ist der minimale Kettenlaufradius um etwa 20-25% vergrößert und die Kettenzugkräfte reduzieren sich entsprechend. Infolgedessen ist die minimale Anzahl von Wiegegelenken im Eingriff des Variators entsprechend vergrößert und das einzelne Wiegegelenk auf Grund geringerer Biegung weniger stark belastet. Als Folge davon wird eine homogenere Kraftverteilung in den Laschen erreicht und die Kette weniger stark beansprucht.

Die beschriebene Reduktion des Variatormoments im HIGH-Bereich und die Entlastung der Kette durch die reduzierte Variatorspreizung führen dazu, dass der Variator im Zweibereich-CVT weniger stark beansprucht wird. In einem Lastkollektiv mit 500 Nm Maximalmoment erreicht der Variator im Zweibereich-CVT eine etwa 10-fach höhere Lebensdauer als in einem Einbereich-CVT.

Die bisher dargestellten Ergebnisse gelten für Summiergetriebe die als Minusgetriebe ausgeführt sind. Prinzipiell kann ein Zweibereich-CVT aber auch mit einem Planetengetriebe mit positiver Standübersetzung (Plusgetriebe) realisiert werden. In einem Plusgetriebe haben bei festgebremstem Träger die Sonne und das Hohlrad dieselbe Drehrichtung, z. B. Wendesatz. Bei Verwendung eines Plusgetriebes müssten Variatorzweig, festübersetzender Zweig und Abtriebswelle in anderer Kombination an das Planetengetriebe angeschlossen werden. Die Sonne wäre in diesem Fall Abtrieb, was aus konstruktiven Gründen nachteilig ist. Ein weiterer Nachteil von Plusgetrieben ist der geringere Wirkungsgrad auf Grund einer größeren Anzahl wälzender Zahnräder und damit ein erhöhter Verbrauch. Außerdem ist der mechanische Aufwand bei Plusgetrieben durch die größere Anzahl von Planetenrädern erhöht. Aus diesen Gründen wurden in dieser Studie nur Minusgetriebe berücksichtigt.

Mit einem Zweibereich-CVT können prinzipiell drei verschiedene Bereichskonzepte realisiert werden:

- unverzweigt im Fahrbereich LOW und leistungsverzweigt in HIGH (gemäß Figur 98)
- Leistungsverzweigt in LOW und unverzweigt in HIGH (prinzipiell geared-neutral-fähig)
- Leistungsverzweigung in beiden Fahrbereichen

Im vorangegangenen Abschnitt wurde erläutert, dass im Zweibereich-CVT eine Variator-entlastung durch eine verkleinerte Variator-spreizung und durch verringertes Variatormoment in Leistungsverzweigung erreicht wird. Deshalb werden nun die beiden erstgenannten Konzepte hinsichtlich dieser Eigenschaften gegenübergestellt.

Die Standgetriebeübersetzungen der bisher ausschließlich betrachteten Minusgetriebe in den beiden hier untersuchten Konzepten sind unterschiedlich. Die Übersetzungen wurden so gewählt, dass die Variatorbelastung für jede Variante bei vorgegebenem Bauraum minimal wird.

In Figur 101 sind die normierten Laufradien der Kette am Scheibensatz 2 in Abhängigkeit von der Gesamtübersetzung dargestellt. Figur 101a zeigt den Verlauf für das Konzept mit Leistungs-

verzweigung in HIGH. Dies sind die gleichen Werte wie in Figur 100. Figur 101b zeigt den Verlauf für das Konzept mit Leistungsverzweigung in LOW.

Gemäß Figur 101b verstellt der Variator bei Leistungsverzweigung in LOW beim Anfahren vom Variator-OD in Richtung Variator-UD. Die Verstellrichtung des Variators ist damit entgegengesetzt zu der des Konzepts mit Leistungsverzweigung in HIGH. Der Figur 101b kann entnommen werden, dass der stark schädigende kleinste Laufradius beim Konzept mit Leistungsverzweigung in LOW um bis zu ca. 35% vergrößert werden kann.

Figur 103 zeigt das Verhältnis von Variator- zu Motormoment in Abhängigkeit von der Gesamtübersetzung für beide Konzepte. Das Konzept mit Leistungsverzweigung in HIGH ist links dargestellt (Figur 102a), rechts ist die Leistungsverzweigung in LOW gezeigt (Figur 102b). Das Variatormoment bei Leistungsverzweigung in LOW ist im Gesamtgetriebe-UD ein vielfaches größer wie beim anderen Konzept.

Für den Variator und die Kette resultiert da-raus eine wesentlich höhere Belastung als beim Konzept mit Leistungsverzweigung in HIGH.

Führt man für beide Konzepte Schadensakkumulationsrechnungen durch, so erhält man für das Konzept mit Leistungsverzweigung in LOW eine höhere Kettenbeanspruchung. Das bedeutet, dass der Vorteil auf Grund der kleineren Variatorspreizung durch das hohe Variatormoment überkompensiert wird.

Auch hinsichtlich des Verbrauchs zeigt die Variante mit Leistungsverzweigung in LOW Nachteile. In den Hauptfahrbereichen des MVEG wird der Variator unverzweigt betrieben, das Variatormoment ist also genauso groß wie das Motormoment. Der Variatorverlust ist deshalb höher und der Wirkungsgrad entsprechend schlechter. Außerdem kann der hydraulische Druck für die Anpressung und die Pumpe nicht abgesenkt werden, so wie dies beim Konzept mit Verzweigung in HIGH der Fall ist. Insgesamt führt dies zu einem Verbrauchsvorteil bei Leistungsverzweigung in HIGH.

Die Ergebnisse zeigen, dass aus der Vielzahl der möglichen Varianten von Zweibereich-CVT diejenigen mit Verzweigung in HIGH die günstigsten Konzepte hinsichtlich Variatorbelastung und Verbrauch darstellen.

Der folgende Abschnitt klärt die Frage, welche anderen Möglichkeiten für das Summiergetriebe bei Leistungsverzweigung in HIGH bestehen und welche die vorteilhafteste ist. Die bisherigen Betrachtungen gingen von einem Summiergetriebe aus, das als einfaches Minusgetriebe ausgeführt war.

Mit einem Planetenkoppelgetriebe (bestehend aus zwei Planetenebenen) ist es möglich, die Variatorspreizung noch weiter einzuschränken und gleichzeitig das Variatormoment auf Werte vergleichbar zu denen aus Figur 101a mit Leistungsverzweigung in HIGH und einfachem Minusgetriebe als Summiergetriebe zu beschränken. Damit ist es möglich, die Variatorschädigung gegenüber einem einfachen

Minusgetriebe als Summiergetriebe, zu halbieren. Außerdem nimmt in diesem Fall der Gesamtwirkungsgrad höhere Werte an.

Ein Planetenkoppelgetriebe stellt demnach sowohl hinsichtlich des Verbrauchs, als auch der Variatorbelastung die günstigste Variante für das Summiergetriebe dar.

Im Folgenden wird die Vorgehensweise bei der Festlegung der Standübersetzungen i_1 und i_2 der beiden Planetengetriebe skizziert. Diese Übersetzungen haben unmittelbaren Einfluss auf die Variatorbelastung und den Verbrauch. Durch geeignete Wahl beider Übersetzungen können der Sprung des Variatormoments am Bereichswéchelpunkt (Figur 99) und das Variatormoment im Gesamtgetriebe-OD minimiert werden. Durch Vorgabe von Gesamtgetriebe-UD und -OD sowie des zulässigen Bereichs für die Rückwärtsgangübersetzung liegen die wesentlichen Parameter für die Auslegung fest. Der Zusammenhang zwischen Gesamtübersetzung und Variatorübersetzung ist dann eindeutig, wenn außerdem die Übersetzung am Bereichswéchelpunkt definiert wird.

In Figur 103 ist das Verhältnis von Variatormoment und Motormoment, $M_{\text{Variator}}/M_{\text{Motor}}$, am Bereichswéchelpunkt in Leistungsverzweigung in Abhängigkeit der Standübersetzungen i_1 und i_2 dargestellt. Längs der durchgezogenen schwarzen Linien ist das Verhältnis von $M_{\text{Variator}}/M_{\text{Motor}}$ konstant.

Figur 104 zeigt den zeitlichen Verlauf der Variatorübersetzung, des Variatormoments und die daraus ermittelte Kettenschädigung für einen Ausschnitt aus einer Vollastbeschleunigung. Im gezeigten Zeitausschnitt erhöht sich die Fahrzeuggeschwindigkeit von etwa 160 km/h auf 220 km/h. Unmittelbar am Bereichswéchelpunkt weist die Schädigung ein Maximum auf. Eine Ursache dafür ist der kleine Laufradius der Kette auf Scheibensatz 2 am Bereichswéchelpunkt gemäß Figur 102. Andererseits ist die Kettengeschwindigkeit am Bereichswéchelpunkt, wegen einer konstant hohen Motordrehzahl, maximal. Die hohe Ketten-Fliehkraft ist demnach ein weiterer Grund für die hohe Kettenschädigung am Bereichswechsel. Die Höhe der Schädigung in Leistungsverzweigung ist in dieser Berechnung jedoch bereits minimiert, indem die Standübersetzungen so gewählt wurden, dass $|M_{\text{Variator}}/M_{\text{Motor}}|$ möglichst klein ist. Im Folgenden wird gezeigt, dass das Verhältnis nicht beliebig reduziert werden kann, weil auch andere Kriterien (Bauraum, Rückwärtsgangübersetzung) erfüllt werden müssen. Deshalb existiert eine untere Grenze für $|M_{\text{Variator}}/M_{\text{Motor}}|$. Der Bereich mit den zu meidenden hohen $|M_{\text{Variator}}/M_{\text{Motor}}|$ -Werten ist in Figur 103 unterlegt gekennzeichnet. Für den in Figur 104 gezeigten Zeitverlauf wurde mit optimal gewählten Standübersetzungen i_1 und i_2 gerechnet. Andere Standübersetzungen mit größeren Werten von $|M_{\text{Variator}}/M_{\text{Motor}}|$ führen in Figur 104 zu dem unteren gezeichneten Verlauf und hätten eine höhere Kettenschädigung zur Folge.

Wie bereits erwähnt existieren neben der Spreizung und der Sprunghöhe des Variatormoments noch weitere Kriterien, die den Wertebereich für i_1 und i_2 einschränken. Die gewünschte Gesamtspreizung, der Zielwert für die Rückwärtsgangübersetzung, Bauraumbedingungen und die daraus folgenden Ein-

schränkungen für die Baugröße der Planetengetriebe schränken die Wahl der Standübersetzungen weiter ein.

In Figur 105 sind die Kriterien und die damit verknüpften nicht-zulässigen Bereiche in der i_1 - i_2 -Ebene schraffiert dargestellt. Die im Anwendungsfall zulässigen i_1 - i_2 -Werte ergeben sich aus der Überlagerung aller nicht-schraffierten Bereiche. Der zulässige Wertebereich für i_1 und i_2 ist grün schraffiert.

Mit den in den vorangegangenen Abschnitten beschriebenen optimierenden Maßnahmen kann für ein Zweibereich-CVT das maximal zulässige Motormoment in Abhängigkeit der Spreizung und für unterschiedliche Achsabstände berechnet werden. Bei den Rechnungen wurde die weiterentwickelte LuK Kette zugrundegelegt. In Figur 106 sind die Ergebnisse dargestellt. Zusätzlich sind die Werte für ein Einbereich-CVT mit Spreizung 6 eingezeichnet. Hier sind sowohl die Werte mit dem aktuellen Serienstand der Kette, als auch mit der weiterentwickelten LuK Kette dargestellt. Gemäß Figur 106 ist ein CVT mit Spreizung 6 und für Motormomente größer als 500 Nm für die hier untersuchten Achsabstände zwischen 170 und 190 mm machbar. Um dieses Getriebe mit Spreizung 7 darzustellen muss das maximal zulässige Motormoment um etwa 5% reduziert werden.

Im Unterschied zu einem CVT ohne Leistungsverzweigung treten gemäß Figur 99 bei dem hier favorisierten Zweibereich-CVT am Variator Schubmomente mit hohen Zeitanteilen auf. Dies ist ein wesentlicher Unterschied zum Einbereich-CVT, und dies hat auch Konsequenzen für das Anpresssystem.

Folgende Steuerungsfunktionen müssen bei Zweibereich-CVT durch die Hydraulik sichergestellt werden:

- Anpressung
- Verstellung
- Anfahren vorwärts/rückwärts
- Bereichswechsel
- Kühlung der Kupplungen

Ein weiteres Optimierungspotenzial eröffnet sich, indem die Hydraulik für besonders geringe Rückstaudrücke konzipiert wird. Im leistungsverzweigten Betrieb wird, wie im Kapitel *Mechanik* erläutert, der Variator teilweise nur mit Bruchteilen des Motormomentes betrieben. Damit kann auch die Anpressung reduziert werden. Bei geringem Rückstaudruck der Hydraulik liegt dann auch an der Pumpe ein reduzierter Druck an und führt zu geringeren Pumpenantriebsmomenten.

Figur 107 zeigt den Entwurf einer Kaskadenhydraulik, die diesen besonderen Anforderungen entsprechend ausgelegt ist.

Die Kaskade bewirkt dabei eine Priorisierung: Die Anpressung wird zusammen mit den Kupplungen am höchsten priorisiert, die Verstellräume werden anschließend bedient.

Die Anzahl der Funktionselemente ist im Vergleich zur multitronic® moderat gestiegen:

	Kaskaden- hydraulik	multitronic®
Elektro- Ventile	6	3+ Momenten- Fühler
Schleber	11	9
Pumpe	FZP Volumen 122%	IZP Volumen 100%

FZP = Flügelzellenpumpe

IZP = Innenzahnradpumpe

Um für das hier vorgestellte Getriebekonzept den Volumenstrombedarf bei Verstellungen auf möglichst niedrigem Niveau zu halten und damit das Pumpenantriebsmoment zu minimieren, ist – wie schon bei der multitronic® – ein Doppelkolbensystem erforderlich.

Dadurch, dass die erforderlichen Kräfte an zwei Scheibensätzen aber mit drei Proportionalventilen (Anpressung, Verstellung 1 und Verstellung 2) erzeugt werden, existiert ein Freiheitsgrad. Die Steuerstrategie kann dies ausnutzen, um den Systemdruck (=Maximalwert der drei erforderlichen Drücke) zu minimieren. Der Vorteil des Doppelkolbenprinzips hinsichtlich Verlustminimierung wird dadurch nochmals vergrößert.

An den Fahrkomfort eines Zweibereich-CVT werden prinzipiell die gleichen Anforderungen gestellt wie an ein Einbereich-CVT. Dies gilt nicht nur innerhalb eines Fahrbereiches, sondern speziell auch beim Bereichswechsel. Der Steuerstrategie kommt somit eine wesentliche Bedeutung zur Erreichung der Komfortansprüche zu.

Auf Grund der guten Verbrauchs-, Komfort- und Fahrleistungseigenschaften der multitronic® wird hier von einer ähnliche Strategie ausgegangen: Der Fahrer gibt durch die Pedalstellung eine Wunschleistung vor und das Getriebe sorgt dafür, dass diese Leistung in einem verbrauchsoptimalen Betriebspunkt des Motors (niedrige Motordrehzahl) zur Verfügung gestellt wird. Die Beschleunigung erfolgt gleichmäßig und komfortabel.

Auch bei Pedaländerungen oder Übersetzungsänderungen existiert dieser Komfortanspruch: Die Abtriebsleistung muss sich komfortabel verändern. Es darf nicht spürbar sein, dass es mehrere Bereiche gibt, oder dass gerade die Bereiche gewechselt werden.

Das Verhalten bei Übersetzungsänderungen hat sich hier als besonders komfortrelevant erwiesen, weil getriebeinterne Drehmassen wie Schwungmassen wirken, die Leistung aufnehmen oder auch freisetzen.

Figur 108 zeigt am Beispiel einer schnellen UD-Verstellung, was dies bedeutet: das Getriebe soll die Motordrehzahl (bei konstanter Abtriebsdrehzahl) schnell anheben. Der idealisierte Drehzahlverlauf des Motors weist dann keine komfortmindernden Besonderheiten auf. Der Drehzahlverlauf des getriebein-

temen Scheibensatz 2 zeigt aber unterschiedlich steile Kurvenabschnitte und sogar einen Knick am Bereichsweschelpunkt. In Figur 109 wird dargestellt, dass dies eine Komforteinbuße bewirkt. Unmittelbar vor dem Bereichswechsel im verzweigten Betrieb muss der Scheibensatz 2 infolge der Variatorverstellung noch stärker beschleunigen als der Motor. Nach dem Bereichswechsel im unverzweigten Betrieb ist die Drehzahl des Scheibensatz 2 nahezu konstant.

Weil eine Drehzahlerhöhung stets ein Moment und damit eine Leistung erfordert, wird die Zugkraft beim dargestellten Drehzahlverlauf von Scheibensatz 2 verändert. Diese Veränderung der Zugkraft ist in Figur 109 nicht enthalten, aber in der Simulation in Figur 109 berücksichtigt.

Vor diesem Hintergrund ist das Ziel der Strategie also nicht nur, zum richtigen Zeitpunkt komfortabel den Bereich zu wechseln, sondern insgesamt ein komfortabler Verlauf der Abtriebsleistung. Dies kann z. B. mit Motoreingriffen und einer dynamischen Gradientenvorgabe für die Motordrehzahl erreicht werden.

Figur 109 zeigt die Simulationsergebnisse für eine anspruchsvolle Situation: eine UD-Verstellung bei Kickdown mit Bereichswechsel unter Drehzahlgradient. Es sind die Zeitabhängigkeiten der Variatorübersetzung, der Motordrehzahl und der Fahrzeugbeschleunigung abgebildet.

Im linken Teil des Zeitschriebes ist das Gaspedal zu 30% betätigt und der Motor wird vom Getriebe verbrauchsoptimal bei 1100 U/min gehalten. Das Fahrzeug beschleunigt leicht, und der Variator wird in HIGH langsam verstellt. Beim Zeitpunkt $t = 25$ s erfolgt eine Kickdown-Betätigung. Infolgedessen erfolgt eine Rückverstellung von HIGH nach LOW. Der mittlere Teil der Figur zeigt, wie der Variator in Richtung Bereichswechsel (hier bei $i_{var} = 0,5$) verstellt.

Dort erfolgt der Bereichswechsel nach LOW bei gleichzeitiger Beschleunigung von Fahrzeug und Motor. Im rechten Teil der Figur ist die weitere Beschleunigung des Fahrzeuges zu erkennen. Der Motor wird dabei unter Berücksichtigung der Drehzahlnachführung - ähnlich zu der in der multitronic® - nahe dem Leistungsoptimum betrieben.

Eine Komfortbewertung erfolgt anhand der Schwingungsamplituden in der Fahrzeugbeschleunigung. Mit einer optimierten Strategie beträgt der Spitze-Spitze-Abstand in der Umgebung des Bereichswechsels ca. $0,4 \text{ m/s}^2$. Im Vergleich dazu entspricht ein Stufensprung von 1,25 bei einem Automatikgetriebe einem Beschleunigungssprung von ca. $0,5 \text{ m/s}^2$. Bei diesem Vergleich ist allerdings zu berücksichtigen, dass sich die genannten Beschleunigungen unterschiedlich schnell ändern und auch, dass der Komfortanspruch nicht in allen Situationen gleich ist.

Die im Figur 109 dünn gezeichneten Kurven deuten als Gegenbeispiel die Zeitverläufe bei einer Steuerstrategie an, die weder einen Motoreingriff, noch eine Anpassung des Drehzahlgradienten beinhaltet. Hier beträgt der größte Abstand von Spitze zu Spitze in den Schwingungsamplituden

der Fahrzeugbeschleunigung etwa 3 m/s^2 . Erst zum Zeitpunkt $t \approx 28 \text{ s}$ sind diese Schwingungen abgeklungen.

Durch die Strategie-Entwicklung konnten zwei Fragestellungen theoretisch beantwortet werden:

1. Kann ein verzweigtes CVT mit vertretbarem Aufwand gesteuert werden?

Antwort: Ja, die Strategie ist mikroprozessorfähig implementiert.

2. Können die Bereichswechsel komfortabel dargestellt werden?

Antwort: Es kann von der Beherrschbarkeit des Bereichswechsels ausgegangen werden.

Basis der Arbeit sind die Kenntnisse des Betriebsverhaltens des Variators (multitronic[®]), das Know-how über die Kupplungsbetätigung und Schaltvorgänge (Easytronic[®]) sowie die bei LuK vorhandenen Entwicklungs- und Simulations-Tools.

Für zukünftige Anwendungen von Umschlingungs-CVT mit Drehmomenten bis 500 Nm und Spreizungen zwischen 6 und 7 stellen leistungsverzweigte Getriebestrukturen ein vielversprechendes Konzept dar. Mit einem Zweibereich-CVT kann die Begrenzung durch die Momentenübertragungsfähigkeit der Kette angehoben werden, weil in vielen Lastpunkten eine verringerte Leistung über den Variator fließt. Im Rahmen der vorliegenden theoretischen Untersuchung wurde gezeigt, dass mit LuK Komponenten ein 500 Nm-CVT in Leistungsverzweigung dargestellt werden kann. Das vorhandene Potenzial eines Zweibereich-CVT lässt sich allerdings nur dann voll nutzen, wenn das Konzept sowohl hinsichtlich des Wirkungsgrads als auch der Variator- und Kettenbelastung optimiert wird.

Beim Hydraulik-Konzept wurde das LuK Doppelkolben-Prinzip mit einer speziell angepassten Kaskadenhydraulik vereint. Integriert ist eine Weiterentwicklung des Anpresssystems, die Vorteile hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs und der Bauteilbelastung bietet.

In Computersimulationen mit einer eigens für diese Getriebestruktur entwickelten Steuerstrategie wurde gezeigt, dass auch über den Bereichswechsel hinweg ein hoher Fahrkomfort machbar ist. Dies ist ohne nennenswerte Einschränkung der Fahrdynamik möglich.

Kaum vorstellbar, dass es ein solches Getriebe geben könnte. Und doch sieht LuK einen Hoffnungsschimmer, ein so ehrgeiziges Ziel zu erreichen. Dazu wurden unkonventionelle Überlegungen angestellt, die zu einem neuen Getriebekonzept mit neuen und vermutlich auch ungewohnten Eigenschaften führten.

Heutzutage besteht nur die Wahl zwischen den komfortablen, aber auch teuren Automatikgetrieben oder den kostengünstigeren Handschaltern.

Eine Kostenbetrachtung ergab, dass bei allen in Serie existierenden Getriebetypen ein recht hoher Aufwand erforderlich ist, um eigentlich selten auftretende, aber dennoch wichtige Fahrzustände abzudecken. Anfahrlemente und Rückwärtsgang machen einen erheblichen Anteil der Getriebekosten aus,

insbesondere wenn die dazu nötige hydraulische oder elektromotorische Aktorik mit dazugerechnet wird.

Bei Geared-Neutral-Getrieben, zum Beispiel Reibradgetriebe, wurde schon versucht, das Anfahren und Rückwärtsfahren ohne zusätzliche Elemente zu realisieren. Dazu muss der Variator bis zur Drehzahl 0 heruntergeregelt werden können. Allerdings scheinen Regelprobleme den Wegfall des Anfahr-elementes zu verhindern. LuK hat deshalb nach einem völlig andersartigen Variator gesucht, mit dem das ver-lustbehaftete Anfahr-element, der Rückwärtsgang und die Festübersetzungen ersetzt werden können.

Im Folgenden soll ein CVT vorgestellt werden, dessen Variator genau diese Möglichkeit bietet. Ein ent-sprechendes Prinzipgetriebe wurde bei LuK bereits aufgebaut und seine grundsätzliche Funktion nach-gewiesen. Auch erste Erfahrungen im Fahrzeug wurden bereits gewonnen.

Das Grundprinzip beruht auf der Idee, die Kraft über veränderbare Hebel zu übertragen. Figur 110 zeigt den schematischen Aufbau. Der Antrieb besteht aus einer Kurbel, die über ein Pleuel mit einem Freilauf am Abtrieb verbunden ist. Da der Kurbelradius am Antrieb deutlich kleiner ist als der Dreh-punktabstand am Abtrieb bzw. Freilauf, macht der Freilauf hin- und herschwenkende Bewegungen, wenn sich die Kurbelwelle dreht. Der Freilauf nimmt den Abtrieb immer dann mit, wenn seine Umfangs-geschwindigkeit größer als die des Abtriebes ist.

Damit lässt sich noch kein ausreichend gleichförmiges Moment auf den Abtrieb übertragen. Deshalb müssen mehrere dieser Anordnungen zeitlich versetzt parallel geschaltet werden. Figur 111 zeigt, wie eine Kurbel mit zwei Pleuel auf zwei Freiläufe wirken, die um fast 180° versetzt nacheinander eingreifen. Zusätzlich können zum Beispiel sechs dieser Kurbel-CVT axial hintereinander so angeordnet werden, dass dann die zwölf Freiläufe nacheinander zum Eingriff kommen.

Figur 112 zeigt den Verlauf der Umfangsgeschwindigkeiten über der Zeit für eine solche Anordnung. Unterhalb der Nulllinie bewegen sich die Freiläufe relativ zum Gehäuse rückwärts, oben vorwärts. Die grüne Linie entspricht der Abtriebsdrehzahl. Die jeweils eingreifenden Freiläufe sind rot, die nicht ein-greifenden blau gekennzeichnet.

Es wird zunächst erwartet, dass die Abtriebsgeschwindigkeit bzw. -drehzahl im wesentlichen der Ein-hüllenden der maximalen Kurbelgeschwindigkeiten folgt. Wegen der Elastizität der Freiläufe und der Pleuel, die praktisch einige Grad Verdrehung zulässt, verläuft die Abtriebsdrehzahl unter den maximalen Drehzahlen der Freiläufe.

Solange der Freilauf eine höhere Umfangsgeschwindigkeit als der Abtrieb hat wird er gespannt und Moment aufgebaut. Danach baut sich das Moment ab. Der Freilauf bleibt aber noch einige Zeit im Ein-griff. Die Zeitdauer, in der ein Pleuel Moment übertragen kann, wird dadurch beträchtlich erhöht.

Erst nach vollständiger Entspannung läuft er wieder frei. Die eingeschlossenen Flächen während dem Spannen und Entspannen sind dabei gleich.

Weil mehrere Freiläufe gleichzeitig eingreifen und weitere Weichheiten und Massen die Drehmoment-schwankung glätten, ergibt sich eine nahezu gleichbleibende Abtriebsgeschwindigkeit. Die Anzahl der gleichzeitig eingreifenden Freiläufe wächst mit dem Moment, gleichzeitig wird das Gesamtmoment auch auf mehrere Freiläufe verteilt.

Soll nach dem vorgestellten Prinzip der Momentenübertragung die Gesamtübersetzung entsprechend den Anforderungen im Fahrzeug von Unendlich (Fahrzeugstillstand) bis 2,1 (Overdrive) variiert werden, so muss der Antriebsradius der Kurbelwelle bis Null verstellt werden. Wie das konstruktiv realisiert werden kann, ist aus Figur 113 ersichtlich.

Der Antrieb besteht wie bei einer Kurbelwelle aus einer festen Kurbelkröpfung und einen um diesen drehbare Exzenter. Dabei haben die beiden Drehzentrumsabstände jeweils den gleichen Betrag. Die drehbaren Exzenter haben eine Innenverzahnung, die in eine zentrale Ritzelwelle eingreift und deren Kopfkreis als Lagerung dient. Wird die zentrale Ritzelwelle gegenüber der Kurbelwelle verdreht, so werden alle drehbaren Exzenter gleichzeitig um die Kurbelkröpfung geschwenkt. Je mehr der Exzenter nach innen geschwenkt wird, desto kleiner ist der effektive Kurbelradius, bis schließlich Null erreicht wird.

Diese Anordnung gestattet es also, die Exzentrizität des Pleuelantriebes von Null für den Fahrzeugstillstand bis zum Maximalwert für den Overdrive zu verstellen.

Nach diesen grundsätzlichen Überlegungen zum Kurbel-CVT wurde die Konstruktion eines Prinzipgetriebes angegangen. Das Herz dieses Getriebes, den Variator, zeigt Figur 114 in der Gesamtansicht mit integrierter Verstelleinrichtung. Er wurde für einen PKW mit Front-Quer-Anordnung bis etwa 75 kW ausgelegt. Das Prinzip ist grundsätzlich auch für höhere

Momente und andere Anordnungen denkbar. Der Achsabstand zwischen Motorkurbelwelle und Differenzialachse wurde mit 180 mm festgelegt.

Auf sechs Exzentern sind jeweils paarweise insgesamt zwölf Kurbeln angeordnet. Die Gesamtübersetzung liegt zwischen 2,1 und Unendlich und ersetzt damit sowohl das Anfahr-element als auch alle Festübersetzungen. Auf den Rückwärtsgang wird später eingegangen.

Eine - im wahrsten Sinne des Wortes - zentrale Bedeutung kommt der Antriebswelle zu. Ihren Aufbau zeigt Figur 115 mit Verstelleinrichtung für die Exzenter im Zusammenbau und in Explosionsdarstellung. Am Wellenende auf der rechten Seite befindet sich die übliche Mitnahmeverzahnung der Antriebswelle zwischen Dämpfer und Getriebe. Die Antriebs- oder Kurbelwelle besteht mit ihren Kröpfungen aus einem Stück mit einer zentralen Bohrung. Diese durchbricht die einzelnen Kurbelwangen nach innen. In dieser Bohrung liegt die zentrale Ritzelwelle, deren Zähne durch die Durchbrüche ragen. Die verdrehbaren Exzenter bestehen aus zwei Hälften und können damit über die Kurbelwelle montiert werden; zusammengehalten werden sie durch jeweils zwei umgreifende Wälzlager der Pleuel. Die Lagerung

im Gehäuse erfolgt direkt an den beiden Enden der Kurbeln. Die Kurbelfolge wurde wie bei Verbrennungsmotoren so gewählt, dass sich möglichst kleine freie Massenkräfte und Momente ergeben.

Am linken Wellenende ist die Verstelleinrichtung zu sehen, welche die Aufgabe hat, die Ritzelwelle gegenüber der Kurbelwelle zu verdrehen, um damit die Übersetzung des Getriebes zu verändern. Für den gesamten Übersetzungsbereich ist etwa eine Umdrehung der Ritzelwelle notwendig. Zwischen dem Elektromotor für die Verstellung (etwa 150 W) ganz links und dem Kurbelwellenende befindet sich ein Planetengetriebe mit einer Übersetzung von etwa 200, das mit der Kurbelwelle und der Ritzelwelle verbunden ist. Das Gehäuse des Elektromotors dreht sich mit der Kurbelwelle, die elektrische Energie wird über Schleifringe zugeführt. Somit dreht sich der Elektromotor und das Verstellgetriebe in sich immer nur dann, wenn verstellt wird. Wird nicht verstellt, laufen Kurbel- und Ritzelwelle mit dem Verstellgetriebe als Block um.

Die Abtriebswelle enthält die Freiläufe, auf die die Pleuel das Moment übertragen. Figur 116 zeigt eine Ansicht, in der am rechten Ende einige Pleuel mit ihren Freiläufen zu sehen sind. Die aufgeschnittenen Partien geben die Sicht frei auf die Rollen der Freiläufe. Sie sind als Rollenfreiläufe mit Innenstern ausgeführt. Das kleine Pleuelauge greift direkt über ein Gleitlager in den Außenring ein, dieser wird über das als Käfig ausgebildete Gleitlager auf dem Innenstern gelagert. Die Lagerung im Gehäuse erfolgt an den beiden Wellenenden, das Drehmoment wird vom Innenstern direkt an den Differenzialkorb weitergeleitet.

Durch die Aufteilung der Pleuel in oben und unten, und damit in ziehende und drückende Kräfte, heben sich die Querkräfte beim gleichzeitigen Eingriff mehrerer Freiläufe teilweise auf, was den Lagerkräften zugute kommt.

Zum Rückwärtsfahren müssen die Freiläufe in ihrer Wirkrichtung umschaltbar sein. Wie das funktioniert, zeigt ein Querschnitt in Figur 117.

Der Innenstern ist symmetrisch für beide Drehrichtungen ausgeführt, die Drehrichtungsumschaltung erfolgt durch Ändern der Krafrichtung der Haltefedern für die einzelnen Rollen um ca. 180° . Dazu werden die Umschaltprofile, die durch alle Freiläufe hindurchgehen und die Haltefedern tragen, durch eine in der Figur nicht gezeigte Einrichtung gleichzeitig verdreht. Alle anderen Funktionen sind bei Rückwärtsfahrt gleich wie bei Vorwärtsfahrt, nur der Regelbereich wird eingeschränkt.

Bei einem Radmoment von z. B. 1700 Nm muss der einzelne Freilauf wegen der Lastverteilung auf mehrere Freiläufe nur max. 600 Nm übertragen. Allerdings wird er mit Frequenzen bis zu 100 Hz bei Hüben bis fast 40 mm beaufschlagt.

Zur Veranschaulichung der Größenverhältnisse ist der Variator in Figur 118 schematisch, aber maßstäblich, mit Verbrennungsmotor und Rad dargestellt. Hier soll verdeutlicht werden, dass das Moment ohne weitere Zahnradstufen und Kupplungen direkt vom Motor zur Achse übertragen wird.

Nach all den theoretischen und konstruktiven Vorarbeiten wurde der Bau eines Proto-Getriebes beschlossen. Figur 119 zeigt die Einbindung des Variators in einen Gesamtgetriebeentwurf. Zur Erzeugung des vom Fahrer gewohnten Schubmoments ist hier eine Lösung mit einer E-Maschine gezeigt. Diese E-Maschine ist über eine Zahnradstufe mit dem Abtrieb oder/und direkt mit dem Verbrennungsmotor verbindbar. Dadurch sind viele Kombinationen von Starter, Generator, Verbrennungsmotor mit Zusatzfunktionen, Rekuperation und Booster möglich.

Der übliche axiale Bauraum für ein Quergetriebe reicht grob für eine 8 kW-Maschine in Achslage des Verbrennungsmotors.

Das kritische Konstruktionsmaß des Kurbel-CVT ist der axiale Abstand zwischen der Flanschfläche zum Verbrennungsmotor und der Flanschfläche zur kurzen Gelenkwelle. Es wird im Wesentlichen durch die Länge des Variators bestimmt und ist z. Zt. etwa 20 mm länger als bei dem entsprechenden Handschaltgetriebe.

Das Kurbel-CVT kommt ohne E-Maschine auf ein Gesamtgewicht von kleiner 40 kg, was etwa dem entsprechenden Handschaltgetriebe plus Kupplung entspricht. Die Anzahl der verschiedenen Teile ist kleiner als bei einem Handschaltgetriebe, dafür ist der Wälzlageranteil höher.

Nachdem ein solches Getriebe ohne E-Maschine und noch ohne Umschaltmöglichkeit für Rückwärtsfahrt aufgebaut wurde, stellte sich sehr schnell die Frage nach dem Wirkungsgrad. Die bisher gemessenen Werte sind in Figur 120 im Vergleich mit einem Schaltgetriebe und verschiedenen CVTs gezeigt. Die obere Einhüllende der CVT-Wirkungsgrade stellt den theoretisch möglichen Wirkungsgrad eines zum Kurbel-CVT leistungsgleichen CVT dar, unter Verwendung der wirkungsgradoptimierten LuK CVT-Technik.

Das Kurbel-CVT hat offensichtlich vor allem bei kleinen Geschwindigkeiten und Lasten sein höchstes Potenzial und steht dem Handschaltgetriebe kaum nach. Geht man davon aus, dass ein heutiges CVT seinen schlechteren Wirkungsgrad gegenüber dem Handschaltgetriebe durch die höhere Spreizung und die Stufenlosigkeit an sich mehr als kompensieren kann, so hat das Kurbel-CVT ein hohes Potenzial zur Reduktion des Verbrauchs. Hinzu kommt, dass gegenüber dem Handschaltgetriebe oder CVT die Anfahr- bzw. Schaltverluste entfallen.

Beim Anfahren und im Fahrzeugstillstand kommt dem Kurbel-CVT die in Abschnitt *Das Grundprinzip* beschriebene Elastizität der Pleuel und Freiläufe zugute. Damit lässt sich bei stillstehendem Fahrzeug und kleinen Exzentrizitäten des Kurbeltriebes das Kriechmoment einstellen, und zwar weitgehend verlustfrei, was bei Wandlern und Kupplungen nicht der Fall ist.

In Figur 121 ist dazu jeweils das maximale Radmoment und Motormoment über dem Kurbelradius dargestellt. Kurbelradius Null entspricht der Übersetzung Unendlich, der max. Radius dem OD. Rechts ist der Bereich ("C"), in dem das maximale Radmoment durch das maximale Motormoment mal der wirk-

samen Übersetzung gegeben ist. Im mittleren Bereich ("B") bestimmt das rutschende Rad selbst das max. Radmoment. Ganz links ist schließlich der Bereich ("A"), in dem das Radmoment durch die Kurbelstellung bestimmt wird. In diesem Bereich ist die Übersetzung Unendlich, da die Rutschgrenze nicht erreicht ist, und das Fahrzeug steht. Ohne Berücksichtigung der Verluste wird der Motor auch kein Moment abgeben, beim Gasgeben würde er einfach frei hochdrehen. Der Geschwindigkeitsverlauf für diesen Fall ist in Figur 122 in Anlehnung an Figur 112 dargestellt. Es zeigt, dass der Freilauf praktisch die ganze Zeit Moment überträgt, da nach dem Entspannen sofort wieder der Spannbereich beginnt. So kann mit dem eingestellten Kurbelradius das Radmoment relativ genau vorgegeben werden.

Durch die Untersetzung bis Unendlich und die Vermeidung von Kupplungs- bzw. Wandlerverlusten ist eine hervorragende Anfahrtdynamik gegeben.

Der wirksame Kurbelradius Null wurde mechanisch als Anschlag ausgebildet, so dass die Stellung Unendlich ohne zu regeln einfach angefahren werden kann. Dies ist bei anderen Geared-Neutral Konzepten nicht möglich.

Auch ein gewünschtes Kriechmoment kann mit dieser Methode eingestellt werden, da die hohe Übersetzung für den Verstellmotor eine hohe Auflösung des eingestellten Exzenters gestattet. Das gutmütige Verhalten beim Anfahren konnte mit dem Prinzipgetriebe bestätigt werden. Eine Messung einer Kriechanfahrt mit Leerlaufdrehzahl des Motors zeigt Figur 123.

Eine typische Messung der Drehzahlschwankung von Motor und Getriebeausgang über der Zeit zeigt Figur 124. Da das Versuchsfahrzeug einen 4-Zylinder Ottomotor hat, entsprechen zwei Perioden in der Motordrehzahl einer Umdrehung am Antrieb. Man erkennt in diesem Beispiel die 12. Ordnung in dem Verlauf der Abtriebsdrehzahl als dominierend, aber auch andere Ordnungen sind überlagert.

Da die Freiläufe kein Schubmoment übertragen können, mussten für kritische Schubsituationen wie z. B. Bergabfahrt Lösungen gefunden werden.

Im Normalfahrbetrieb hat das fehlende Schubmoment auch seine Vorteile. So zeigt sich das Versuchsfahrzeug bezüglich Längsschwingungen bisher als unkritisch, ebenso das Anhalten, bei dem die Gesamtübersetzung stets etwas kürzer als die wirksame Übersetzung eingestellt wird. Das Problem der zunehmenden Motorbremswirkung bei kürzer werdender Übersetzung ist damit umgangen.

In Figur 119 wurde bereits gezeigt, wie ein Generator wahlweise mit dem Abtrieb oder dem Verbrennungsmotor verbunden werden kann. Sind beide Verbindungen aktiv, so hängen der Verbrenner und die E-Maschine am Abtrieb. Die feste Übersetzung zum Abtrieb ist dabei so gewählt, dass der Verbrennungsmotor und die E-Maschine bei Höchstgeschwindigkeit mit ihrer Maximaldrehzahl drehen.

In Figur 125 sind die möglichen Bremsleistungen für Schubbetrieb bezogen auf das Rad über der Fahrgeschwindigkeit aufgetragen. Die Bremsleistung setzt sich dabei zusammen aus dem Luft- und Rollwiderstand (schwarze Linie) sowie dem Bremsmoment des Motors. Für die Gesamtbremsleistung eines

herkömmlichen Schaltgetriebes in den verschiedenen Gängen mit maximaler und niedriger Schaltdrehzahl ergeben sich die roten Linien, die den vom Fahrer beeinflussbaren Bereich umschließen. Die Stufen entsprechen den einzelnen Gängen.

Für das Kurbel-CVT entfällt die Möglichkeit, mit den verschiedenen Gängen die Bremsleistung zu beeinflussen. Verbindet man nun den Generator (Nennstrom 180 A) und den Verbrennungsmotor über die feste Übersetzung mit dem Abtrieb, so ergibt sich als Summenbremsleistung die blaue Kurve. Wie man sieht, wird die vorgeschlagene Lösung nur bei extremem Ausdrehen des Verbrennungsmotors übertroffen und sollte deshalb für die Praxis genügen. Ist die Batterie bei längerer Bergabfahrt bereits geladen, so kann mittels einer elektrischen Heizung die Energie problemlos in das Kühlwasser abgeführt werden, da der Verbrennungsmotor zeitgleich kaum Wärme abgibt.

Das Kurbel-CVT von LuK zeichnet sich in der bis jetzt untersuchten Ausführung vor allem durch den Entfall von Baugruppen aus. Dadurch ergibt sich ein leichtes und kostengünstiges, für Front-quer-Einbau geeignetes CVT mit der Chance auf günstigen Verbrauch und hohen Komfort.

Im Pkw werden zur Verbesserung von Sicherheit und Komfort Hydrauliksysteme eingebaut. Die Vorteile sind hohe Leistungsdichte, geringes Leistungsgewicht und hohe Dynamik. Verglichen mit geregelten elektrischen Antrieben wird aber oft eine höhere Energieaufnahme und somit ein höherer Kraftstoffverbrauch genannt.

Durch Auswahl eines geeigneten Pumpenprinzips und die Ergänzung mit einer bedarfsgerechten Ansteuerung kann der Energiebedarf der Pumpen wesentlich gesenkt werden. Eine Methode ist der drehzahlregelte elektromotorische Antrieb von Pumpen bis ca. 0,5 kW Leistung. Im Folgenden soll jedoch nur auf Anwendungen mit höheren Eckleistungen eingegangen werden. Hier erfolgt der Antrieb durch den Verbrennungsmotor.

Drei Beispiele werden in Figur 126 vorgestellt:

In der **Servolenkung (Open Center)** läuft die Pumpe oft mit sehr niedrigen Drücken.

In **Antiwanksystemen** mit Speicher ergeben sich hohe Dauerdrücke über den gesamten Drehzahlbereich. Sauggeregelte Radialkolbenpumpen können hier eingesetzt werden.

In **stufenlosen Getrieben (CVT)** liegen maximale Drücke und Drehzahlen niedriger, es werden jedoch oft mittlere Drücke erreicht. Verschiedene Pumpentypen sind einsetzbar.

Im Automobilbau wird die Lenkunterstützung als **Open Center System** ausgeführt (Figur 127).

Es ist dadurch gekennzeichnet, dass bei Geradeausfahrt der Volumenstrom mit einem niedrigen Druck durch das System gefördert wird.

Für schnelle Lenkbewegungen wird vom Volumenstromregler der maximale Volumenstrom konstant zur Verfügung gestellt. Für Lenkmanöver im üblichen Fahrbetrieb ist aber deutlich weniger Menge erforderlich.

Hohe Drücke treten nur beim Lenken im Stand oder bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten auf.

Die Pumpen für derartige Open Center Lenksysteme werden in der Regel als Konstant-Flügelzellenpumpen ausgeführt und über einen Riemen vom Motor angetrieben. Die Fördermenge der Pumpe steigt somit linear zur Motordrehzahl. Da die Lenkung nur einen begrenzten Volumenstrom benötigt, wird die überschüssige Menge mit einem Volumenstromregler in der Pumpe abgeregelt und intern umgewälzt. Eine Regelung abhängig von anderen Fahrparametern, wie z. B. Fahrzeuggeschwindigkeit, ist nicht möglich.

Derartige Systeme verursachen in Verbrauchstests (NECE) im Fahrzeug einen Mehrverbrauch von ca. 2%.

Ein Entwicklungsziel für aktuelle Lenksysteme ist, diesen Kraftstoffmehrverbrauch zu reduzieren und den Volumenstrom deutlicher an den jeweiligen Fahrzustand anzupassen. Gleichzeitig sind der Lenkcomfort und die Dynamik heutiger Systeme beizubehalten oder sogar noch zu steigern. Den eingeschränkten Platzverhältnissen im Fahrzeug ist dabei Rechnung zu tragen.

Durch den Einbau eines elektrisch ansteuerbaren Bypassventils zusätzlich zum vorhandenen Volumenstromregler (Figur 128) kann der Volumenstrom elektrisch verstellt werden. Hierbei wird die Volumenstromregelung mittels eines Hauptstromregelkolbens, wie sie sich in der Basispumpe bewährt hat, beibehalten. Parallel zu der Hauptstromdrossel wird ein Bypass erzeugt. In diesem ist ein Proportionalventil geschaltet, durch das ein variabler Bypassvolumenstrom eingestellt wird.

Da der Hauptstromregelkolben nach dem Prinzip einer "Druckwaage" ausgeführt ist, wird der Druckabfall über die Hauptstromdrossel und über das Bypassventil konstant gehalten. Damit ist der Volumenstrom, der über den Bypass geleitet wird, proportional zum Öffnungsquerschnitt des Ventils. Ein Einfluss des Systemdruckes, der wiederum vom Fahrzustand abhängt, ist nicht vorhanden. Somit kann auf eine gesonderte Sensierung des Druckes verzichtet werden.

Der Öffnungsweg des Bypassventils kann nun über eine elektronische Steuerung von Fahrzustandsgrößen, wie zum Beispiel Fahrgeschwindigkeit, Lenkwinkel und Lenkwinkelgeschwindigkeit, beeinflusst werden. Der Volumenstrom wird an die Fahrsituation angepasst. Dadurch kann in Situationen, in denen keine Lenkunterstützung notwendig ist, der Volumenstrom abgesenkt werden. Da der Durchlaufdruck quadratisch von der Durchlaufmenge abhängt, erreicht man schon durch eine verhältnismäßig geringe Absenkung der Menge eine deutliche Verminderung des Durchlaufdruckes und somit eine Reduzierung der hydraulischen Leistungsaufnahme. Wie in der Messung in Figur 129 erkennbar ist, lässt

sich durch bedarfsgerechte Anpassung des Volumenstromes der Durchlaufdruck in einem extremen Beispiel von 10 bar auf 1 bar senken.

Eine entscheidende Größe für das Energiesparen bei gleichzeitiger Beibehaltung des Lenkkomforts ist die Dynamik der Pumpe. Bei schneller Änderung einer Eingangsgröße, z. B. Lenkwinkelgeschwindigkeit bei einem Ausweichmanöver, muss die Pumpe in der Lage sein, den Volumenstrom so schnell an die aktuellen Bedingungen anzupassen, dass der Fahrer die Regelung nicht spürt. Die LuK Lösung ist in der Lage, innerhalb von 30 ms den Volumenstrom vom Minimal- auf den Maximalwert zu erhöhen. Damit stellt der Fahrer am Lenkrad keinen Unterschied zum Seriensystem fest.

Durch bedarfsgerechte Einstellung des Volumenstromes können im neuen europäischen Fahrzyklus (NECE) Minderverbräuche gegenüber herkömmlichen Open Center Lenksystemen von ca. 1% realisiert werden.

Durch die fahrparameterabhängige Steuerung des Volumenstromes lassen sich zusätzliche Komfortfeatures mit der Pumpe realisieren. So ist die Abhängigkeit der Fördermenge von der Fahrgeschwindigkeit programmierbar. Bei herkömmlichen Systemen ist die Fördermenge der Pumpe nur von der Motordrehzahl abhängig. Durch eine Absenkung des Volumenstromes mit zunehmender Geschwindigkeit lässt sich das Lenkmoment erhöhen, was der Fahrer als straffere, direktere Lenkung spürt. Weiterhin kann der Volumenstrom kurz vor Erreichen des Lenkanschlages deutlich gedrosselt werden. Damit wird der Lenkansschlag gedämpft.

Die in Figur 130 vorgestellte Lösung zeichnet sich dadurch aus, dass das Ventil sehr flexibel in der Nähe des Druckanschlusses angeordnet werden kann. Weil nur ein Teil des Volumenstromes über das Bypassventil geführt wird und die Druckdifferenz klein ist, kann das Ventil sehr kompakt ausgeführt werden. Die erforderliche Magnetkraft und somit die Stromaufnahme des Ventils bleiben gering. Da mit der Ventilstellung direkt auf den Volumenstrom Einfluss genommen wird, lässt sich das System gut steuern.

- ca. 50% geringere Leistungsaufnahme der Pumpe (ca. 1% Kraftstoffminderverbrauch)
- reduzierter Kühlaufwand im System
- Verbesserung des Lenkkomforts
- Anpassung der Lenkkräfte an den Fahrzustand

Aktive Fahrwerke sind ein Ziel der Fahrzeugentwickler. Aktiv bedeutet in diesem Zusammenhang, dass die Karosseriebewegungen aktiv ausgeglichen werden können. Alle ausgeführten Systeme nutzen hydraulische Komponenten. Es werden zwei unterschiedliche Konzepte mit Pumpen von LuK technisch realisiert (Figur 131).

Open Center System

Beispiele:

Active Cornering Enhancement

Dynamic Drive

Mit beiden Systemen erfolgt ein Wankausgleich. Die Radialkolbenpumpe (RKP) mit interner Saugdrosselung liefert eine konstante Fördermenge.

Closed Center System

Beispiel:

Active Body Control

Das ABC System verfügt zusätzlich zum Wankausgleich über eine Kompensation der Nickbewegungen der Karosserie. Auch eine Niveauregulierung ist integriert. Zur Druckversorgung kommt eine intern und extern sauggedrosselte Radialkolbenpumpe zum Einsatz. Dieser Pumpentyp ist in der Lage, die benötigten Volumenströme von 1- 12 l/min bei 200 bar Systemdruck zu liefern.

Konstantpumpen sind aufgrund des maximalen Leistungsbedarfes bis ca. 20 KW nur bedingt einsetzbar.

Die innen betätigten, außen mit Druck beaufschlagten Kolben werden niederdruckseitig schlitzgesteuert befüllt und hochdruckseitig mit Ventilen gesteuert.

Die generelle Funktionsweise der sauggedrosselten Radialkolbenpumpe ist in Figur 132 schematisch dargestellt.

Beim Absenken des Kolbens vom oberen Totpunkt entsteht ein Unterdruck im Kolbenraum (Vakuum-Hohlräume sind im Figur 132 gelb dargestellt). Dieses geschieht solange, bis die seitlichen Saugbohrungen des Kolbens eine Verbindung zur Saugseite herstellen und damit Öl in den Kolben einströmt. Das Ende der Befüllung ist nach weiterem Drehen der Exzenterwelle über den unteren Totpunkt hinaus mit dem erneuten Verschließen der Saugbohrungen gegeben. Dies ergibt einen Nichtförderwinkel, der rein geometrisch bedingt ist.

Unterschieden wird in der Darstellung zwischen drei Zuständen, in denen eine sauggedrosselte RKP arbeiten kann.

Im oberen Teil von Figur 132 befindet sich die RKP im sogenannten nichtabgeregelten Modus, in dem die Pumpe als Konstantpumpe arbeitet. Der Kolbenraum ist vollständig mit Öl gefüllt und die Fördermenge steigt mit anwachsender Pumpendrehzahl.

Im mittleren Teil der Figur 132 ist dargestellt, dass die Befüllzeit mit steigender Kolbengeschwindigkeit (Pumpendrehzahl) nicht mehr ausreicht, um den Kolbenraum vollständig zu befüllen (Grenzdrehzahl). Hierbei tritt ein größerer Nichtförderwinkel auf.

Dieses Verhalten der sauggedrosselten Radialkolbenpumpe wird als interne Saugdrosselung bezeichnet. Aus energetischer Sicht ist diese interne Saugdrosselung von großer Bedeutung. Wäre der Kol-

benraum bei steigender Motor- und somit auch Pumpendrehzahl allzeit komplett mit Öl gefüllt, läge eine Konstantpumpe über dem gesamten Drehzahlbereich vor. Die Saugdrosselung verhindert dieses. Ab einer gewissen Drehzahl gelangt immer weniger Öl in den Kolbenraum. Der Volumenstrom bleibt mit der steigenden Drehzahl annähernd konstant. Es wird nur die gewünschte Ölmenge je Zeiteinheit unter Energieeinsatz auf Druck gebracht. Damit entsteht mit geringem Bauaufwand durch die Saugdrosselung eine Verstellung des Fördervolumens, und der Leistungsbedarf wird gegenüber einer Konstantpumpe um bis zu 75% reduziert.

Die im unteren Teil von Figur 132 dargestellte extern ansteuerbare Saugdrosselung ist durch ein Ventil in der Saugleitung realisiert. Damit wird der Druck im Saugraum abgesenkt und die zur Befüllung der Kolben vorhandene Druckdifferenz geringer. Hierdurch kann noch weniger Öl in den Zylinder strömen, wodurch die Energieaufnahme und die Fördermenge der Pumpe weiter absinkt. Verglichen mit einer Konstantpumpe sinkt der Leistungsbedarf um bis zu 90%.

Das Pumpenprinzip der sauggedrosselten Radialkolbenpumpe ist bekannt für seine niedrige Leistungsaufnahme. Nachteilig ist die vergleichsweise hohe Volumenstrompulsation bzw. Luftschallabstrahlung. Mit steigendem Nichtförderwinkel sinkt die Energieaufnahme, andererseits nimmt die Druckpulsation zu.

Um den Anforderungen an ein sehr niedriges Geräuschniveau in Oberklassefahrzeugen gerecht zu werden, liegt einer der Entwicklungsschwerpunkte in der Geräuschreduzierung. Ein Beispiel des Entwicklungserfolges zeigt Figur 133.

Gezeigt ist die Luftschallabstrahlung über der Frequenz für zwei unterschiedliche Entwicklungsstände. Durch folgende Maßnahmen konnte eine Absenkung des Luftschalls um ca. 20 dB erreicht werden:

- Detailgestaltung Rückschlagventile am Auslass in Plattenbauweise
- Einsatz von schwingungsdämpfenden Kunststoffen statt Stahlblech für die Riemenscheibe
- Partielle Steifigkeitserhöhungen der Gehäuseteile

Die Tandemanordnung in Figur 134 hilft besonders bei leistungsstarken Fahrzeugen mit ihren beengten Motorräumen, den Einbau zu ermöglichen. So ist auch kein zusätzlicher Anbauort im Riementrieb und am Motor erforderlich. Weiterhin reduziert die Tandembauweise das verbaute Gewicht. Eine zweite Riemenscheibe und die zweite Pumpenhalterung können entfallen.

Erst durch die Entwicklung und geräuschkmäßige Adaption von relativ großen sauggedrosselten Radialkolbenpumpen wird der Serieneinsatz von aktiven Fahrwerkssystemen technisch mit folgenden Vorteilen möglich:

- Leistungsaufnahme mit externer Saugdrosselung bis zu 90% geringer als mit Konstantpumpen
- Durch elektrische Ansteuerung in Systemregelung integrierbar
- Durch radiale Bauweise gut geeignet für Tandempumpen

- Akzeptables Geräusch

Automatikgetriebe für Pkw-Anwendungen steuern den Anfahrvorgang, die Übersetzungsänderung und das Betätigen der Wendesatzkupplungen für Vorwärts-/Rückwärtsfahrt sowie Kühlung und Schmierung hydraulisch. Dazu ist eine hydraulische Druckversorgungseinheit und eine hydraulische Steuerung notwendig.

Der Trend zu mehr Komfort bei gleichzeitiger Performancesteigerung führte zur Entwicklung stufenloser Getriebe. Die hydraulischen Steuerungen stufenloser Getriebe arbeiten mit deutlich höheren maximalen Druckniveaus (>30 bar) als bekannte Stufenautomaten (<20 bar). Dies stellt eine technische Herausforderung für die Getriebepumpenentwicklung dar, denn im Gegensatz zu anderen hydraulischen Anwendungen im Fahrzeug arbeiten Getriebepumpen zeitweise mit stark verschäumtem Automatikgetriebeöl. Daraus ergeben sich besondere Aufgabenstellungen bezüglich Geräusch und Verschleiß.

Es besteht nun die Aufgabe, eine Druckversorgungseinheit auszuwählen, die über eine große Bandbreite der hydraulischen Anforderungen hinweg den Ansprüchen der Automobilindustrie entspricht.

Hydraulische Anforderungen

- Druckbereich bis max. 85 bar
- Drehzahlbereich $600 \dots 8000 \text{ min}^{-1}$
- Temperaturbereich $-40^\circ\text{C} \dots +150^\circ\text{C}$
- Geringe bis hohe Anteile ungelöster Luft im Getriebeöl

Leistungsaufnahme

- Guter volumetrischer Wirkungsgrad bei höheren Drücken, da dieser die Pumpengröße bestimmt.
- Guter hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad bei niedrigen bis mittleren Drücken und Drehzahlen bis 2500 min^{-1} , da dieser für den Kraftstoffverbrauch entscheidend ist.
- Geringe Leistungsaufnahme bei hohen Drehzahlen und mittleren Drücken, da diese entscheidend für die Maximalgeschwindigkeit, die max. Beschleunigung des Fahrzeugs und den Kühlölhaushalt des Getriebes ist.

Geräusch

- Akzeptables Pumpengeräusch in allen Bereichen der hydraulischen Anforderungen.

Kaltstartfähigkeit

- Das Selbstansaugen der Getriebepumpe muss in jedem Fall gewährleistet sein.

Eine erste Gegenüberstellung verschiedener potenzieller Pumpenprinzipien unter dem Gesichtspunkt der Drehmomentaufnahme über der Pumpendrehzahl zeigt Figur 135.

Alle dargestellten Pumpen sind so normiert, dass bei einer Drehzahl von 1000 min^{-1} und einem Druck von 20 bar der Förderstrom $10,5 \text{ l/min}$ beträgt. Das heißt, Pumpen mit einem besseren volumetrischen Wirkungsgrad besitzen ein kleineres theoretisches Fördervolumen. Gleichzeitig wird vorausgesetzt, dass ein Volumenstrom von 15 l/min ausreicht, alle Funktionen der Getriebesteuerung ausreichend mit

Öl zu versorgen. Die Verstellpumpen (verstellbare Flügelzellenpumpe und sauggedrosselte Radialkolbenpumpe) werden auf einen konstanten Volumenstrom von 15 l/min abgeregelt. Die zweiflutige Flügelzellenpumpe mit einer Teilung von 50:50 liefert nach Wegschaltung einer Pumpenhälfte bei 3000 min^{-1} (Pfeil Figur 135) noch mindestens 15 l/min.

Für Fahrzeuge mit leistungsstarken Motoren erweist sich der Einsatz der Konstantpumpen als vorteilhaft, da vorrangig mit niedrigen Motordrehzahlen gefahren wird. Der Einfluss der höheren Leistungsaufnahme auf die Maximalgeschwindigkeit ist aufgrund der progressiven Fahrwiderstandskennlinie gering.

In Fahrzeugen der mittleren Leistungsklasse ist der Einsatz der Verstellpumpen nicht zielführend, da diese aufwändiger sind und einen großen Bauraum beanspruchen. Eine gute Lösung stellt der Einsatz der zweiflutigen Flügelzellenpumpe in diesem Segment dar.

Die Innenzahnradpumpe ist die am häufigsten verwendete Pumpe bei Stufenautomaten, welche durch eine geeignete Spaltkompensation im volumetrischen Wirkungsgrad für den Hochdruckeinsatz angepasst werden kann.

Die axiale Spaltkompensation beruht auf einer beidseitigen Anpressung der Axialplatten, bei der die äußeren Druckfelder größer sind als die den Zahnrädern zugewandten. Diese werden mit einer geringen Kraft an das rotierende Hohlrad und Ritzel gedrückt und damit die Spalte minimiert.

Zur radialen Spaltkompensation wird gezielt Drucköl in eine geteilte Sichel geführt, die sich spreizen kann und an den rotierenden Zahnrädern zum Anliegen kommt.

Die Vorteile dieser Art „Vollkontakt“-Spaltkompensation kommen insbesondere bei Pumpenanordnungen in Figur 136 am Wandlerhals zum Tragen, da hier die Pumpe geometrisch bedingt radial sehr groß baut und breite Leckagepfade entstehen.

Weiterhin zeichnet sich die Innenzahnradpumpe mit Sichel durch eine geringe kinematische Volumestrompulsation aus. Die gezielte Steuerung der Druckausgleichsvorgänge über einen großen Drehwinkel hat bei verschäumtem Getriebeöl einen positiven Einfluss auf das Pumpengeräusch.

Die Kombination der Hochdruckanforderungen an Getriebepumpen mit der Reife der Lenkhelfpumpentechnologie macht die Flügelzellenpumpe zu einer sehr guten Wahl.

Durch den Einsatz einer doppelhubigen Ringkontur kann bei der hier betrachteten Flügelzellenpumpe zweimal pro Umdrehung angesaugt und ausgedrückt werden. Dadurch baut diese Pumpe sehr klein und ist für eine Anordnung als Kompaktpumpe im Getriebe prädestiniert.

Radial erfolgt die Spaltkompensation durch die druckbeaufschlagten Flügel.

Axial ist sowohl eine einseitige als auch eine doppelseitige Druckplattenkompensation möglich (Figur 137).

Bei niedrigen Drücken läuft der Rotor mit Axialspiel zwischen zwei Druckplatten. Aufgrund der geringen Reibungsverluste ermöglicht dieses System sehr gute hydraulisch-mechanische Wirkungsgrade in dem für den Kraftstoffverbrauch relevanten Bereich.

Dieses Axialspiel wird bei höheren Drücken durch gezielte Durchbiegung der Druckplatten durch äußere Druckfelder reduziert. Das bewirkt eine gute Volumetrie, die aufgrund der für die Auslegung relevanten Punkte im höheren Druckbereich ein kleines theoretisches Fördervolumen ermöglicht.

Durch die Doppelhubigkeit lässt sich eine preiswerte und kompakte Lösung einer Mehrflutigkeit der Fördermenge realisieren.

Jede Pumpenhälfte bildet hier hydraulisch gesehen eine separate Pumpe, die auf verschiedenen Druckniveaus arbeiten kann (Figur 138).

Im einfachsten Fall kann eine Pumpenhälfte bedarfsorientiert bei unterschiedlichsten Drehzahlen drucklos in Umlauf geschaltet werden. Die dabei entstehenden Querkräfte auf den Rotor werden mittels einer balligen Lagerung auf die Welle übertragen.

Durch unterschiedliche Hübe am Konturring lassen sich auch unsymmetrische Aufteilungen der Pumpenhälften realisieren. Dadurch ist es möglich, mit einer zweiflutigen Flügelzellenpumpe drei verschiedene theoretische Fördervolumina zur Verfügung zu stellen (V_A , V_B , V_{A+B}). Die notwendige Umschaltfunktion kann oft ohne großen Aufwand in die Getriebesteuerung integriert werden.

Im für den Kraftstoffverbrauch relevanten Drehzahlbereich lässt sich durch den Einsatz einer zweiflutigen Flügelzellenpumpe bis zu 0,7% Kraftstoff im Fahrzeug sparen. Dazu muss die Pumpe schon unterhalb von 2500 U/min bedarfsorientiert auf den einflutigen Betrieb umgeschaltet werden.

Einen weiteren Vorteil bietet dieses Pumpenkonzept bei Maximalgeschwindigkeit. Hier können bei einem theoretischen Fördervolumen von 14 cm³ und einem Druck von 25 bar ca. 1600 Watt eingespart werden. Das entspricht bei einem Mittelklassefahrzeug mit 200 km/h Höchstgeschwindigkeit einer Erhöhung der Maximalgeschwindigkeit um 1,6 km/h bei gleicher Motorleistung. Weiterhin lässt sich die Maximalbeschleunigung um ca. 3% steigern. Der Aufwand für die Kühlung des Getriebeöles wird deutlich reduziert.

Auch die Flügelzellenpumpe hat eine geringe kinematische Volumenstompulsation. Der Einsatz spezieller Umsteuerkerben oder einer Zwischenkapazität ermöglicht weiche Druckausgleichsvorgänge zur Realisierung niedriger Geräuschpegel.

Die Zwischenkapazität stellt hier ein Volumen dar, das aufgrund der Elastizität des verschäumten Getriebeöles wie ein Druckspeicher wirkt. Jede Kapazität ist mittels zweier Blenden in Reihe zwischen die auf Druck zu bringende Zelle und den Auslass geschaltet (Figur 139).

Die Reduzierung des Kraftstoffverbrauches bei Fahrzeugen wird auch in Zukunft ein zentraler Entwicklungsschwerpunkt in der Kfz-Industrie sein. Neben der Entwicklung von neuen Technologien (z. B. Direkteinspritzung) kommt der Optimierung von bestehenden Komponenten eine zunehmende Bedeutung zu. Hier sind nennenswerte Einsparpotenziale zu realisieren, ohne die immensen Kosten, die neue Systeme verursachen können. Das Schlagwort hierbei heißt „bedarforientierte Nebenaggregate“.

In Figur 140 ist die Energiebilanz eines Mittelklassefahrzeuges im neuen europäischen Fahrzyklus (NEFZ) dargestellt. Dass die Nebenaggregate den zweitgrößten Verbrauchsanteil haben, ist angesichts der Anzahl der angebundenen Verbraucher nachvollziehbar. Auffallend ist jedoch der hohe Anteil der Ölpumpe mit bis zu 3% der mechanischen Leistung. Eine Anpassung der Ölpumpe an den Bedarf führt zu einer Reduzierung der Verlustleistung. LuK hat sich dieser Aufgabe angenommen und stellt mit dem vorliegenden Beitrag eine Ölpumpen-Neuentwicklung vor, die zu beachtlichen Verbrauchseinsparungen führen wird.

Die Ölpumpe ist ein wichtiger Bestandteil des Motors. Ein Ausfall der Pumpe führt innerhalb kürzester Zeit zum Versagen des kompletten Motoraggregates.

Die Ölpumpe hat drei Aufgaben zu bewältigen:

- **Schmierung**
An allen Lagerstellen muss ein ausreichender Schmierfilm sichergestellt werden. Dies betrifft insbesondere die hoch belasteten Kurbelwellen- und Pleuellagerstellen.
- **Kühlung**
Die anfallende Wärme muss abgeführt werden. Dies betrifft die Reibungswärme in den Lagerstellen ebenso wie das, durch den Verbrennungsprozeß erwärmte Öl im Bereich der Kolbensmierung.
- **Steuerung**
Im Motor sind verschiedene hydraulische Stellelemente, wie Hydrostößel, Nockenwellenversteller etc. Diese Verstellelemente werden von der Motorsteuerung aus betätigt. Der hierfür notwendige Druck ist von der Ölpumpe bereitzustellen.

Zusammenfassend ist die Hauptaufgabe der Ölpumpe, die Bereitstellung eines notwendigen Druckes.

In Figur 141 ist der Öldruckbedarf des Motors über der Motordrehzahl dargestellt. Dieser Öldruckanstieg ist notwendig, um den erforderlichen Schmierfilm an den einzelnen Lagerstellen zu gewährleisten.

Hydraulisch gesehen ist der Ölkreislauf des Motors eine Kombination aus Drosseln und Spalten, die für die Pumpenauslegung durch eine Ersatzdrossel ersetzt werden können. Hiermit lässt sich der zum Druckaufbau benötigte Volumenstrom berechnen.

Weiterhin ist allgemein bekannt, dass die Viskosität von Ölen mit zunehmender Temperatur stark abfällt. Die Konsequenz daraus ist eine entsprechende Vergrößerung des notwendigen Volu-

menstromes bei ansteigender Temperatur, um den Aufbau des benötigten Druckes zu ermöglichen.

Figur 142 zeigt den so hergeleiteten Volumenstrombedarf des Motors für verschiedene Temperaturen. Neben der Drehzahlabhängigkeit ergibt sich eine starke Zunahme des erforderlichen Volumenstroms mit zunehmender Temperatur. Bei einer Konstantpumpe steigt der Volumenstrom linear mit der Drehzahl an. Für eine konstante Temperatur ergibt sich also eine gute Annäherung an den Bedarf.

Gesucht wird deshalb zusätzlich eine geeignete Temperaturregelung.

Die Auslegung der heute in Serie eingesetzten Konstantpumpen ist in Figur 143 dargestellt. Maßgeblich für die Pumpenauslegung ist der sogenannte Heißleerlauf. Hierbei handelt es sich um den Betriebspunkt mit der höchsten Öltemperatur im Leerlauf. Dieser Zustand wird in der Regel nur bei Fahrten mit hohem Leistungsbedarf und niedrigen Geschwindigkeiten erreicht (z. B. Bergfahrten mit Anhänger). Wenn der Motor nach einer solchen Belastung anschließend im Leerlauf betrieben wird, stellt sich der genannte Heißleerlauf ein. In diesem Betriebspunkt ist jetzt noch der Mindestdruck zur Versorgung der Lagerstellen und der Steuerstellen zu gewährleisten. Dieser beträgt im Allgemeinen 0,7 - 0,8 bar. Bei höheren Drehzahlen ist die ausreichende Versorgung durch die Konstantpumpe dann immer gewährleistet.

Im Allgemeinen wird der Motor jedoch bei Öltemperaturen bis 90°C betrieben. Dies führt zu einem ungewollten Ansteigen des Öldrucks, der durch das Druckbegrenzungsventil abgeregelt wird. Dadurch wird ein großer Teil der Ölmenge nutzlos im Umlauf gefördert. Diese Verlustleistung wird um so größer, je niedriger die Motortemperatur ist.

Normalerweise werden viele Fahrzeuge im Kurzstreckenbetrieb eingesetzt. Die Betriebstemperatur wird selten erreicht. Um diesem Vorgang gerecht zu werden, wird der neue europäische Fahrzyklus NEFZ kalt gestartet. Der Motor erwärmt sich dann im Laufe des Zyklus auf die Betriebstemperatur.

Figur 144 zeigt den Anstieg der Öltemperatur über der Betriebszeit des NEFZ. Da dieser Zyklus zum einen die Realität sehr gut abbildet und zum anderen auch zu Verbrauchsvergleichen herangezogen wird, ist es sinnvoll, neue Konzepte für die Ölschmierung im NEFZ zu bewerten.

Figur 145 zeigt den Unterschied in der Leistungsaufnahme zwischen einer Serienpumpe und der Leistung, die sich aus dem eigentlichen Ölbedarf im NEFZ für eine optimale Pumpe ergeben würde. Es ist zu erkennen, dass eine temperaturangepasste Reduzierung des Volumenstromes den Leistungsbedarf der Ölpumpe deutlich reduzieren könnte.

Um einen Volumenstrom in Abhängigkeit von der Temperatur verändern zu können, gibt es prinzipiell zwei verschiedene Lösungswege. Entweder wird die Drehzahl oder das Fördervolumen der Pumpe in Abhängigkeit der Temperatur geregelt (Figur 146).

Um eine Konstantpumpe mit einer variablen Drehzahl zu betreiben, bieten sich sogenannte Power-Packs, also elektrisch angetriebene Pumpen, an.

Der Vorteil dieses Konzeptes ist, dass die Pumpe z. B. kennfeldgesteuert im optimalen Betriebspunkt betrieben werden kann. Hierbei ist es möglich, den notwendigen Druck bereits vor dem Start zur Verfügung zu stellen, um damit den Verschleiß der Lagerstellen in der Startphase zu vermeiden. Die Pumpe könnte bei eventuell zusätzlichem Druckbedarf über die Regelung entsprechend reagieren.

Die genannten Vorteile werden jedoch durch den Wirkungsgrad der elektrischen Antriebskette, die nun zusätzlich zu berücksichtigen ist, zum Teil wieder aufgehoben. Ebenso ist der benötigte Bauraum deutlich größer als bei den heutigen, vom Motor direkt angetriebenen Ausführungen. Als besonders gravierend sind jedoch die Zusatzkosten für die elektrische Maschine und die Elektronik zu nennen. Auch das Thema Betriebssicherheit ist hierbei als kritisch einzustufen, da ein Ausfall des Elektromotors einen Totalschaden des Verbrennungsmotors zur Folge hat.

Ein weiterer Lösungsansatz ist die Veränderung des Fördervolumens in Abhängigkeit der Temperatur. Verstellpumpen gibt es in den unterschiedlichsten Ausführungen (Figur 146 Mitte).

Aufgrund ihres Aufbaus sind Flügelzellenpumpen prädestiniert für eine variable Verstellung des Fördervolumens. Bei einer einhubigen Flügelzellenpumpe führt die Variation der Rotorexzentrizität direkt zu einer Veränderung des Fördervolumens ohne aufwändige und komplizierte Bauteile. Gute Wirkungsgrade und niedrige Pulsation sind als weitere Vorteile zu nennen.

Eine Anwendung im Bereich der Getriebepumpen ist in Figur 147 dargestellt. Hierbei handelt es sich um eine einhubige Flügelzellenpumpe mit Druckregelung. In der Figur ist der federvorgespannte Hubring zu erkennen, der durch den Steuerdruck um den Drehpunkt im Gehäuse verdreht wird und somit das Hubvolumen verstellt.

Bei kontinuierlicher Verstellung wird eine sehr gute Annäherung an den vorhandenen Druckbedarf erreicht, was einen geringen Leistungsbedarf zur Folge hat. Aufgrund der mechanischen Anbindung entspricht die Betriebssicherheit der einer Standardpumpe. Nachteile der dargestellten Lösung sind der größere Bauraumbedarf, die höheren Kosten für die Verstelleinheit und der schlechtere Wirkungsgrad aufgrund der größeren Reibradien der einhubigen Ausführung.

Anstatt einer variablen Verstellung des Fördervolumens kann die Pumpe auch gestuft ausgeführt werden (Figur 146 rechts). Hierbei ist die zweiflutige Schältpumpe die einfachste Ausführung. Figur 148 zeigt das Prinzip dieser Pumpe.

Es handelt sich um eine doppelhubige Flügelzellenpumpe, bei der die Ausgänge getrennt werden können, sodass sich zwei Fluten ergeben. Diese elegante, bauraumsparende Lösung ist nur mit diesem Pumpentyp möglich.

Unterhalb der Schalttemperatur wird eine der beiden Fluten in den Umlauf zum Saugkanal geschaltet (Schaltzustand 1). Erst nach dem Schalten des Ventils wird auch der Volumenstrom der zweiten Flut dem Systemdruck zugeführt (Schaltzustand 2). Aufgrund der Motorauslegung bietet es sich an, die

Pumpe so auszulegen, dass im normalen Fahrbetrieb ($T_{OI} \leq 90^\circ\text{C}$) nur eine Flut fördert. Der Vorteil dieses Prinzips ist eine kompakte Pumpe, welche durch kleine Reibradien auch geringe Schleppmomente aufweist.

Der einfache Aufbau führt zu den geringsten Herstellkosten der vorgestellten Konzepte. Durch die direkte Anbindung an den Motor ist die Betriebssicherheit gewährleistet. Nachteilig ist die noch eingeschränkt vorhandene Überdimensionierung der Pumpe bei niedrigen Temperaturen, weshalb die Annäherung an den Druckbedarf dort nicht ideal erfüllt wird. Die Überdimensionierung ist jedoch deutlich kleiner als bei der bisherigen Konstantpumpe, so dass die noch verbleibende Verlustleistung sehr gering ist. Zur Verdeutlichung ist in Figur 149 die Veränderung des Fördervolumens über der Zykluszeit aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass nur im ersten Drittel des Zyklus ein deutlicher Unterschied zwischen der Schaltpumpe und einer optimalen Verstellpumpe vorliegt.

Dagegen ist der Unterschied zur Serienpumpe sehr deutlich. Die Auslegung der Schaltpumpe (Schalt- punkt und Volumenaufteilung 50:50) ist dem Alltagsbetrieb angepasst. Eine Optimierung nur für den NEFZ hätte eine andere Auslegung zur Folge.

Zur Bewertung der analysierten Konzepte wurde der Leistungsbedarf im NEFZ mit Hilfe eines Simulationsmodells ermittelt. Die Ergebnisse sind in Figur 150 dargestellt. Der Leistungsbedarf liegt für alle Konzepte deutlich unter der heutigen Serienpumpe. Bei einem Mittelklassefahrzeug mit einem Leistungsbedarf von 10 kW im NEFZ entspricht diese Reduzierung einer Kraftstoffeinsparung von ca. 1,5%.

Die Zusammenfassung der Konzeptbewertung ist in Figur 151 zu sehen.

Für die konstruktive Umsetzung wurde das Konzept ausgewählt, welches das beste Verhältnis von Aufwand zu Nutzen hat. Die größten Realisierungschancen bezüglich einer schnellen Serieneinführung waren ebenfalls ausschlaggebend. Aufgrund der Bewertung und der positiven Versuche mit Schalt- pumpen wurde das Konzept der 2-flutigen Schaltpumpe für die Umsetzung ausgewählt.

Figur 152 zeigt die Integration der Schaltpumpe in ein Serienölpumpengehäuse, hier ausgeführt als Wellenhalspumpe. Die Pumpe sitzt am Motorblock zwischen dem Hauptlager und der Riemenscheibe für den Nebenabtrieb. Die Kurbelwelle treibt den Rotor direkt an. Die Rotorgruppe ist als doppelhubige Flügelzelle mit 10 Flügeln ausgeführt. Die Hubkontur entspricht dem LuK Standard bei Lenkhilfpumpen, ebenso wie das von den Hochdruckpumpen bekannte hydraulische Ausfahren der Flügel, um die Leckagen zu minimieren.

Die Konstruktion der Pumpe ist so ausgeführt, dass die Kanalführung optimal ist für den dominierenden Schaltzustand 1 (nur eine Flut fördert). Das Druckbegrenzungsventil DBV konnte im Vergleich zur Serie deutlich kleiner dimensioniert werden, da der maximale Volumenstrom, der über das DBV abfließt, ebenfalls reduziert ist.

Figur 153 zeigt das ausgewählte Schaltprinzip. Bei niedrigen Temperaturen ist die zweite Flut über ein geöffnetes Sitzventil mit dem Tank verbunden. Die Verbindung zwischen der zweiten Flut und dem Druckausgang ist durch ein Rückschlagventil verschlossen. Wenn sich nun die Öltemperatur erhöht, schließt der Aktor die Verbindung zwischen dem Druckausgang der Flut 2 und dem Tank. Dadurch baut sich am Druckausgang der Schaltstufe 2 ein Druck auf. Sobald der Druck den Systemdruck überschreitet wird das Rückschlagventil geöffnet und die zweite Flut fördert zusätzlich in das System.

Für die Aktorik wurde ein Element gesucht, welches komplett in die Pumpe integriert werden kann. Zur Reduzierung der Komplexität sollte auf Elektronik verzichtet werden. Ebenso sollte die Aktorik ohne Hilfsenergie aus der Pumpe arbeiten können, da dies wieder zu Verlusten führen würde. Prinzipiell bieten sich für diese Aufgabenstellung verschiedene temperatursensitive Materialien an.

In der gezeigten Ausführung ist ein Dehnstoffelement eingesetzt. Beim Überschreiten der Schalttemperatur wird der Kolben aus dem Element ausgefahren. Dieser Kolben stützt sich am Pumpengehäuse ab und verschiebt den Aktor mit der Ventilplatte gegen die Bohrung (Figur 153 unten). Wenn das Öl wieder unter die Schalttemperatur abgekühlt wird, schiebt die Feder den Aktor in die Ausgangslage zurück.

Der Querschnitt der Bohrung und die Ventilplatte sind möglichst groß dimensioniert, um im geöffneten Zustand einen geringen Strömungswiderstand zu erzeugen. Die Auslegung der Aktorik muss so erfolgen, dass die in den Motor geförderte Ölmenge für alle Drehzahlen und Temperaturen oberhalb des Ölbedarfes liegt. In Figur 154 ist beispielhaft die Simulation für den Schließvorgang im Leerlaufbetrieb dargestellt. Bei Temperaturen bis 35°C wird noch ein Teil des Öls durch das Druckbegrenzungsventil abgeregelt. Ab dieser Öltemperatur wird der komplette Volumenstrom in den Motor gefördert. Mit steigender Temperatur reduziert sich der Druckaufbau. Bevor der Mindestdruck unterschritten werden kann, wird die zweite Stufe zugeschaltet und versorgt den Motor auch bei noch höheren Temperaturen ausreichend mit Öl.

Bedingt durch das Dehnstoffelement gibt es eine Hysterese zwischen der Zu- und der Abschaltung der zweiten Flut. Diese erhöht zusätzlich die Sicherheit beim Übergang vom Heißlauf- in den Normalbetrieb. Die Simulation zeigt, dass die eingangs gestellte Forderung erfüllt ist.

Die Kanalführung und die Anordnung der Elemente ist mit Hilfe von CFD-Simulationen optimiert. Zu diesem Zweck sind Berechnungen für die verschiedenen Betriebszustände erstellt worden. Die Auswahl des besten Konzepts erfolgt unter Berücksichtigung der Zeitanteile, mit denen die einzelnen Zustände im praktischen Betrieb vorkommen.

Figur 155 zeigt beispielhaft die abschließende Berechnung für die Kanäle im Bereich des Sitzventils für den maximalen Volumenstrom.

Die Ergebnisse der ersten Prototypen bestätigen die Simulationen. So konnte bereits mit einem Prototyp eine Leistungsreduzierung der Ölpumpe von ca. 35% im NEFZ nachgewiesen werden. Dies entspricht einer Verbrauchsreduzierung von ca. 1%.

Die Ölpumpe hat unter den Nebenaggregaten das größte Einsparpotenzial, da die derzeitige Pumpenauslegung für einen Betriebspunkt durchgeführt werden muss, der selten oder nie im Fahrzeug auftritt. Zur Verbrauchsreduzierung ist eine bedarfsangepasste Ölpumpe sinnvoll und notwendig. Es hat sich herausgestellt, dass die temperaturgeregelte Ölpumpe die Systemanforderungen optimal erfüllt. Hierdurch sind Verbrauchseinsparungen von 1 - 2% Kraftstoff im NEFZ je nach Fahrzeugtyp realisierbar.

Die vorliegende Entwicklung einer schaltbaren, doppelflutigen Flügelzellenpumpe kann in die bestehenden Bauräume integriert werden und kommt ohne aufwändige Elektronik aus. Ein erster Prototyp zeigte bereits eine Kraftstoffeinsparung von 1%. Das Verhältnis von Aufwand zu Einsparung ist für den OEM sehr attraktiv.

Klimaanlagen in Kraftfahrzeugen tragen maßgeblich zum Komfortgefühl und zur passiven Sicherheit bei. Untersuchungen zeigen, dass bei Raumtemperaturen oberhalb 25 °C die Konzentrationsfähigkeit deutlich vermindert ist.

Ähnlich wie bei der Servolenkung wird die Klimaanlage in den nächsten Jahren ihren Siegeszug bis in die Kompaktklasse fortsetzen. Es sind Ausrüstungsgrade von >90% zu erwarten.

Dieser Vorteil wird teuer erkaufte, da bereits bei Außentemperaturen um 27 °C der Verbrauch um bis zu 20% ansteigt. Dies führt zu Unzufriedenheit beim Endkunden, da sich der Verbrauch deutlich von den in Fahrzyklen ermittelten Werten unterscheidet.

Zusätzlich zu diesem erhöhten CO₂ Ausstoß durch Mehrverbrauch spielt auch die Schädigung durch den Treibhauseffekt der heutigen Kältemittel eine Rolle. Bereits seit 1994 wird nach umweltfreundlichen Alternativen gesucht.

Dabei wurde ein Kältemittel für die Verwendung in Kfz - Klimaanlagen wieder entdeckt, dass zu den ältesten Kältemitteln überhaupt zählt CO₂.

Zur Klimatisierung in Kfz - Klimaanlagen kommen derzeit nur nichtbrennbare Kältemittel zum Einsatz, da sonst bereits geringe Mengen im Fahrzeuginnenraum zu potenzieller Explosionsgefahr führen.

Nachdem R12 wegen seines hohen Treibhauspotenzials seit mehr als 10 Jahren verboten ist, gibt es jetzt erste Ansätze auch R134a zu verbieten. So überlegen die Regierungen von Österreich und Dänemark die Verwendung ab 2004 zu verbieten, bzw. durch erhöhte Steuerlast einen Anreiz zur Substitution durch andere Kältemittel zu geben.

Wie berechtigt solche Überlegungen sind, zeigt ein Vergleich dieser drei Kältemittel in Bezug auf ihr Treibhauspotenzial (global warming potenzial = GWP) und den systembedingten Mehrverbrauch des Kraftfahrzeugs.

Durch den Wechsel des Kältemittels von R12 auf R134a konnte der äquivalente CO_2 Ausstoß pro Fahrzeug auf etwa ein Drittel gesenkt werden. Hierbei werden sowohl der Mehrverbrauch, als auch die Schädigung durch Leckage in der Klimaanlage berücksichtigt. Eine weitere Reduktion auf weniger als die Hälfte ist durch den Wechsel auf CO_2 (R744) möglich (Figur 156).

Im Laufe der Zeit wurden, neben diesen Umweltgesichtspunkten, folgende technische Vorteile des neuen Kältemittels immer wichtiger:

- im Jahresmittel deutlich reduzierter Kraftstoffverbrauch
- bessere Kühlleistung
- Einsatz als Zusatzheizung durch Wärmepumpe

Der wesentlichste Unterschied zu einer herkömmlichen Klimaanlage für R134a ist der zusätzliche innere Wärmetauscher (Figur 157).

Dieser Wärmetauscher ist notwendig, da CO_2 -Kälteanlagen oberhalb von 31°C mit überkritischer Wärmeabgabe arbeiten, wie das Druck / Enthalpie - Diagramm in Figur 158 zeigt.

Die folgenden Überlegungen betrachten nur den überkritischen Fall, da dies den häufigeren Betriebszustand darstellt. Nach der Verdichtung 1 - 2 auf einen überkritischen Druck wird das Gas im Gaskühler, der die Stelle des Kondensators einnimmt, abgekühlt 2 - 3. Eine Kondensation findet im überkritischen Bereich

nicht statt. Im nachgeschalteten inneren Wärmetauscher erfolgt eine weitere Abkühlung 3 - 4, immer noch ohne Kondensation. Die isenthalpe Expansion 4 - 5 im Drosselorgan führt unterhalb der Siedelinie ins Nassdampfgebiet. Hier wird der Sattdampfanteil abgeschieden und die flüssige Phase unter Wärmeaufnahme im Verdampfer weitestgehend verdampft 5 - 6, wodurch die eigentliche Kühlwirkung eintritt. Im Punkt 6 liegt Nassdampf mit einem sehr hohen Sättigungsanteil vor. Nachdem der Nassdampf den als Volumenausgleich dienenden Vorratsbehälter 7 durchströmt hat, nimmt er im inneren Wärmetauscher Wärme auf 7 - 1, überhitzt und erreicht damit wieder den Ausgangspunkt 1.

Der innere Wärmetauscher ist notwendig, da üblicherweise bei CO_2 keine Überhitzungsregelung stattfindet und das Kältemittel im Verdampfer nur unvollständig verdampft wird, bzw. die Wärmeübertragung auf der Hochdruckseite durch fehlende Kondensation erschwert wird.

Auffällig ist auch der hohe Druck, mit dem das System arbeitet. Vorteil ist, dass durch die höhere Dichte von CO_2 ein geringerer Volumenstrom notwendig ist, um eine gewünschte Kälteleistung zu erbringen.

Dieser Vorteil kann neben der Steigerung der Kälteleistung auch zur Verkleinerung der Aggregate oder zur Senkung der Leitungsverluste genutzt werden.

So konnte gezeigt werden, dass in bestimmten Betriebszyklen mit Minderverbräuchen von 25% gerechnet werden kann.

Im Gegensatz zu heutigen Anlagen ist auch ein Betrieb als Wärmepumpe technisch sinnvoll. Siehe hierzu die Ausführungen im Kapitel *Wärmepumpe*.

Auf Grund von konstruktiven Änderungen ist der Verdichter trotz des hohen Druckes leichter und kleiner als ein heutiger R134a Kompressor.

Allerdings wirkt sich das hohe Druckniveau auf die geforderte Festigkeit aller Bauteile der Klimaanlage aus.

Ein weiterer gravierender Unterschied zu bestehenden Anlagen sind die physikalisch - chemischen Eigenschaften von CO_2 . Durch die sehr geringe Molekülgröße diffundiert es sehr leicht durch die meisten der heute verwendeten Dichtungsmaterialien.

Ferner hat es einen nicht unerheblichen Einfluss auf das Verhalten des verwendeten Schmierstoffs und damit auf die Lebensdauer des Verdichters.

Die genannten Systemeigenschaften von CO_2 als Kältemittel im Kälte- und Heizkreislauf erfordern vollkommen neu konzipierte Verdichter.

Die Entwicklung wurde auf die spezifischen Belange von CO_2 ausgerichtet.

Zunächst wurden Serienverdichter für R134a auf CO_2 umkonstruiert. Nachdem akzeptable Laufzeiten erreicht wurden, konnte systematisch mit der Optimierung der gesamten CO_2 Klimaanlage begonnen werden.

Die wesentlichen Anforderungen an einen solchen Verdichter sind:

- Maximaldrücke von 135 bar auf der Hochdruckseite
- Sehr hohe Saugdrücke von etwa 40 bar, die stark veränderlich sind
- CO_2 hat einen erheblichen Einfluss auf die Eigenschaften der eingesetzten Schmiermittel
- Entwicklung spezieller Dichtelemente für CO_2

Neben den Systemeigenschaften ergeben sich noch fahrzeugtypische Anforderungen, die ebenfalls berücksichtigt werden müssen:

- Kompakter Bauraum
- Geringes Gewicht
- Niedriger Luft- und Körperschall
- Bestmöglicher Wirkungsgrad
- Geringe Herstellkosten

Da sich in Fahrzeug - Anwendungen zunehmend der kupplungslose Verdichter durchsetzt, ist zusätzlich die notwendige Schleppleistung als Kriterium bei der Verdichterauslegung zu berücksichtigen.

Die heute für R134a üblichen Verdichterbauarten können theoretisch auch für die Anwendung mit CO₂ verwendet werden. Im Wesentlichen kommen Spiral-, Flügelzellen- und Axialkolbenverdichter zum Einsatz.

Spiral- und Flügelzellenverdichter haben den Nachteil, dass eine Hubraumregelung nicht praktikabel ist. Eine Regelung der Massenströme ist daher nur über zyklischen Betrieb oder ein Bypassventil möglich. Der zyklische Betrieb per Magnetkupplung führt zu Mehrkosten für Kupplung und Ansteuerung. Die Bypasslösung erzeugt, besonders bei niedrigen Kälteleistungen, hohe Energieverluste durch den Bypass.

Es ist üblich, das Verhältnis zwischen Antriebsleistung und Kälteleistung als „coefficient of performance“ (COP) anzugeben. Je höher der Wert ist, um so effektiver arbeitet der Verdichter (Figur 159).

Hubraumgeregelter Axialkolbenmaschinen setzen sich aus den oben genannten Gründen derzeit bei R134a durch. Bei CO₂-Anlagen wurde dieses Prinzip von Anfang an eingesetzt.

Die Hubraumregelung dieser Verdichter (Figuren 160 und 161) erfolgt über eine Hubverstellung der Kolben, die über einen winkelbeweglichen Schwenkring angetrieben werden.

Die Wirkstellung und damit die Fördermenge der Kolben wird durch den Schwenkwinkel α repräsentiert. Die Arbeitsleistung wird von der Welle, nach dem Prinzip der direkten Krafteinleitung, über den Bolzen auf die Kolben übertragen. Durch die Art der Anbindung der Kolben treten nur Axialkräfte auf, wodurch eine reibungsarme Verstellung des Schwenkrings möglich ist. Die Federkraft der Schiebehülse definiert die Stellung des Schwenkrings im Stillstand.

Die Einstellung des Schwenkwinkels erfolgt im Wesentlichen durch ein Kräftegleichgewicht der Gaskräfte am Kolben (Figur 162).

Auf Grund der Geometrie hat der Hochdruck p_d keinen Einfluss, da er direkt auf den Schwenkpunkt wirkt. Für die Verstellung ist ein Gleichgewicht zwischen Saugdruck p_s , Triebraumdruck p_c und Federkraft F notwendig (Figur 163).

Als Steuergröße wird dabei der Triebraumdruck auf der Kolbenrückseite verwendet. Die Steuerung dieses Druckes erfolgt über definierte Be- und Entlüftung des Triebraumes mittels Ventilen (Figur 164, Regelventil 1 und 2).

Die Auswahl des für den CO₂-Betrieb optimalen Schwenkmechanismus war ein Schwerpunkt der Entwicklungsaktivitäten. Die pneumatischen Zusammenhänge des Antriebs beeinflussen maßgeblich das Gesamtverhalten des Kompressors (Figur 165).

Als Beispiel sei hier der Zielkonflikt zwischen Übertragung der Antriebskräfte von der Welle auf die Kolben und der möglichst reibungsarmen Verstellung des Schwenkmechanismus genannt.

Ferner wurden die folgenden Ziele bei einer weiteren Optimierung des Verdichters berücksichtigt:

- Drehzahlunabhängige Kinematik der Verstellung, d. h. keine zu- oder aufschwenkenden Massenmomente über dem gesamten Drehzahlbereich ($M_{\text{frei}} = 0$)
- Möglichst konstante Totpunktlage (OT) der Kolben im Förderhub zur Vermeidung von Totraumverlusten über den gesamten Verstellbereich
- Kleinstmögliche Unwucht im gesamten Schwenkwinkelbereich

Die oben aufgeführten Randbedingungen haben zur Entwicklung des Schwenkrings geführt. Hier fällt der Punkt der Krafteinleitung der Kolbenkräfte mit dem Schwenkpunkt zusammen. Dadurch bleiben die OT - Positionen der Kolben über den gesamten Schwenkbereich konstant.

Bei anderen Schwenkmechanismen ist die Unwucht nur in einer einzigen Stellung ausgeglichen. In allen anderen Positionen und während der Schwenkbewegung selbst treten Massenmomente durch Unwucht auf (Figur 166).

Auf Grund der Geometrie des Schwenkringes ist die Unwucht über den gesamten Schwenkbereich nahezu vollständig kompensiert.

Da der Schwerpunkt des Schwenkrings über den gesamten Schwenkbereich auf der Mittelachse der Antriebswelle liegt, bleiben die Massenmomente kompensiert ($M_{\text{frei}} = 0$) (Figur 167).

Dadurch wird eine Entkoppelung von Volumenstrom und Drehzahl erreicht. Das bedeutet, dass auch bei einer plötzlichen Beschleunigung keine Hubraumverstellung stattfindet.

Bei der Festlegung des Gehäusekonzepts und der verwendeten Materialien standen folgende Anforderungen im Vordergrund:

- Druckfestigkeit und Kriechbeständigkeit unter den für CO_2 typischen Betriebspunkten
- Gehäusetemperaturen von bis zu 180°C bei gleichzeitig hohen Triebraumdrücken von 35 bar
- Dauerdrücke von 50 - 70 bar bei Stillstand der Anlage
- bei der Konstruktion der Gehäuse muss auf die besonderen Anforderungen an die Dichtelemente Rücksicht genommen werden
- Porositäten führen bei Gussteilen viel früher zu Undichtigkeiten als bei R134a.

Zu Beginn der CO_2 - Entwicklung lagen noch wenig Erfahrungswerte bezüglich der tatsächlichen Einsatztemperaturen und eventuellen Überlasten vor. Auf Grund von Sicherheitsaspekten wurden bei den ersten Konzeptkompressoren Stahlgehäuse verwendet. Durch die Duktilität der verwendeten Stahlwerkstoffe konnte die Sicherheit gegen Bersten erheblich verbessert werden. Die Konzeptkompressoren liefen von Anfang an stabil.

Bei der Konzeptauswahl für einen serientauglichen Kältemittelverdichter wurde das Gehäusekonzept neu überdacht. Analog den heute verwendeten R134a Kältemittelverdichtern wurden ein geschmiedetes Stahlgehäuse und ein Aluminiumgehäuse aus Druckguss verglichen. Nach umfangreichen Analysen zur Funktionalität und den Herstellkosten fiel die Entscheidung für das Stahlgehäuse.

Stahlgehäuse haben Vorteile bezüglich Druckfestigkeit und Temperaturbeständigkeit. Sie haben gegenüber Gehäusen aus Aluminium aber auch zwei gravierende Nachteile: das höhere Gewicht und den erhöhten Zerspanungsaufwand durch ungenauere Rohteilfertigung.

Durch eine sehr spezielle Ausführung der Stahlgehäuse konnten diese grundsätzlichen Nachteile in Vorteile umgewandelt werden. Die jetzt verwendeten Stahlgehäuse sind leichter als eine Aluminiumkonstruktion. Durch die Ausgestaltung als Gehäuserohr mit einfachster Geometrie kann das Stahlgehäuse bereits sehr ähnlich der Endkontur geformt werden.

Die Funktionalität wurde konsequent in den Bereich des Zylinderkopfs gelegt, so dass bei entstehenden Varianten das Gehäuse baugleich ausgeführt werden kann (Figuren 162 und 169).

Die Schmierung und die Wellenabdichtung stellen die größte Herausforderung an die Entwicklung neuer CO₂ - Kältemittelverdichter dar. Dies ist bedingt durch die hohe, stark veränderliche Löslichkeit der verwendeten Öle, die stark veränderliche Dichte von CO₂ und die hohen Betriebsdrücke.

Die hohe Löslichkeit hat zur Folge, dass auf der Hochdruckseite Schmieröl in Lösung geht. Das gelöste Öl wird vom Kältemittel durch die Klimaanlage transportiert. Auf Grund der starken Druckschwankungen zwischen Saug- und Hochdruckseite wird das Öl auf der Saugseite abgeschieden und kann nicht mehr zurück gefördert werden. Dadurch kann es zum kompletten Ölverlust im Verdichter kommen.

Eine weitere potenzielle Gefahr für einen Ölverlust im Verdichter ist die Hubraumregelung über eine Be- und Entlüftung des Triebraums. Eine direkte Verbindung mit der Saugseite der Anlage stellt eine potenzielle Leckage vom Verdichtertriebraum zur Kälteanlage dar.

Gelöst wurde dieses Problem durch den Einsatz eines doppelten Ölabscheidesystems mit Drossel im Verdichter.

Die Wellenabdichtung erfolgt über eine sogenannte Gleitringabdichtung, da die hohen Triebraumdrücke von bis zu 60 bar mit konventionellen Elastomerdichtungen nicht zu bewältigen sind.

Das Prinzip eines Gleitringes erscheint auf den ersten Blick sehr einfach, die exakte Auslegung solcher Dichtungen ist jedoch schwierig.

Das eigentliche Dichtelement ist eine Kreisringfläche zwischen dem statischen und dem wellenseitigen Teil. Diese Fläche hat sehr hohe Anforderungen an die Genauigkeit und die Oberflächengüte. Sie dichtet mittels eines mit Öl gefüllten Kapillarspaltes. Dieser Spalt wird definiert über die hydraulische Kompensation des Dichtelementes sowie der Dichtstegbreite. Ziel ist eine Dichtspalthöhe, die gerade noch trägt. Wird der Spalt höher, steigt der Öltransport durch den Spalt an - die Folge ist eine unzulässig große Grundleckage. Bei Unterschreiten der tragenden Spalthöhe steigt die Reibung an bevor die Dichtflächen in Mischreibung laufen und ihre Oberfläche zerstört wird.

Bei CO_2 - Kältemittelverdichtern kommt hinzu, dass die stark veränderlichen Saugdrücke maßgeblichen Einfluss auf die Triebraumdrücke ausüben. Die Triebraumdrücke definieren in hohem Maß die Kompensation der Dichtung, so dass sich ein grundsätzliches Auslegungsproblem ergibt. Ein akzeptabler Kompromiss zwischen Grundlekkage und geringer Reibung bzw. Ausfallsicherheit ist mit einer hydrodynamischen Grundauslegung nicht zu erreichen.

Es wurden daher neue, keramische Werkstoffe entwickelt, die dem Betrieb im Mischreibungsgebiet standhalten können. Dadurch wird eine geringere Schmierpalthöhe im Normalbetrieb möglich. Bei extremer Belastung laufen die Dichtelemente dann im Mischreibungsgebiet.

Die notwendige Kühlung mit Schmieröl wurde durch besondere Gestaltung der Dichtungsumgebung erreicht.

Bei der Auslegung der Verdichterhubvolumen muss berücksichtigt werden, dass auf Grund der höheren Dichte des CO_2 die geometrischen Fördervolumen entsprechend kleiner werden.

Für die gleiche Kälteleistung benötigt man bei CO_2 nur etwa 13% des Volumenstroms eines R134a Kältemittelverdichters. Ein heute üblicher 170 cm^3 Verdichter für R134a kann durch einen leistungsgleichen 22 cm^3 CO_2 Verdichter ersetzt werden.

Die Kälteleistung heutiger Klimaanlage ist durch das Verdichterhubvolumen begrenzt. Hubvolumen oberhalb von 170 cm^3 sind derzeit nicht möglich, da für entsprechende Verdichter der Platz im Motorraum fehlt.

CO_2 Verdichter bieten hier neue Möglichkeiten. Derzeit sind Hubvolumen von maximal 33 cm^3 vorgesehen, wodurch ungefähr 50% mehr Kälteleistung zur Verfügung steht.

Die wichtigsten Bewertungskriterien sind der isentrope und der volumetrische Wirkungsgrad. Der volumetrische Wirkungsgrad oder Liefergrad betrachtet im Wesentlichen die Leckageverluste und die Verluste der Rückexpansion. Die Verluste durch Wärmetransport und die Strömungsverluste werden im isentropen Wirkungsgrad berücksichtigt.

Während der Entwicklung wurden als wesentliche Einflüsse auf die Wirkungsgrade das Totraumvolumen und die Sauggasaufheizung erkannt. CO_2 hat deutlich bessere Wärmetransporteigenschaften als R134a. Dies führt dazu, dass das aufgeheizte Druckgas Wärme auf das Sauggas überträgt. Um diese Gas - Wärmeübertragung gering zu halten, muss man die Sauggase isolieren.

Andererseits arbeitet der CO_2 - Prozess bei einem mit Faktor 4 deutlich geringeren Druckverhältnis gegenüber R134a, was die Wirkungsgrade erhöht. Der Gesamtwirkungsgrad von CO_2 - Prozessen liegt deutlich oberhalb der Werte für R134a (Figur 159).

Wie bereits im Kapitel *Systemaufbau* erwähnt, existieren bei der Verwendung von CO₂ neben den Umweltaspekten auch massive technische Vorteile. Relativ schnell konnte die gesteigerte Leistungsfähigkeit im Kühl-Betrieb nachgewiesen werden. Vor allem bei Außentemperaturen unterhalb 30 °C ergaben sich signifikante Vorteile bei CO₂ - Anlagen.

Bedingt durch einen schlechter werdenden Austauschgrad des Gaskühlers bei sehr hohen Außentemperaturen wird die Leistungsfähigkeit der Anlagen schnell reduziert. Durch optimierte Gaskühler und abgestimmte Einbaulagen im Motorraum sowie eine größere Verdichterleistung kann man diesen Nachteil aber relativieren.

Verglichen werden die beiden Systeme in einem Mittelklassefahrzeug bei „stop and go“ im Innenstadtbereich. Selbst bei sehr hohen Außentemperaturen werden mit CO₂ erheblich bessere Abkühlzeiten und tiefere Temperaturen erreicht (Figur 170).

Die Verwendung einer Klimaanlage als Wärmepumpe ist nicht grundsätzlich an die Verwendung von CO₂ gebunden. In der Vergangenheit wurden solche Systeme immer wieder untersucht. Allerdings konnten bisher nie zufriedenstellende Ergebnisse erzielt werden.

Die Ursache hierfür sind die unterschiedlichen Gasdichten der verwendeten Kältemittel bei tiefen Temperaturen. Während sich bei -15 °C die Dichte von R134a auf 8,32 kg/m³ reduziert hat, liegt bei CO₂ der Wert noch bei 60,2 kg/m³. Ist die Dichte zu gering, ist der Betrieb als Wärmepumpe technisch nicht mehr sinnvoll.

Für den Betrieb als Wärmepumpe wird zusätzlich zu den vorhandenen Bauteilen eine weitere Wärmequelle benötigt. Dafür kommen die Motorabgase, die Außenluft oder das Kühlwasser in Frage (Figur 171).

Der Vorteil bei der Wärmeaufnahme aus dem Kühlwasser ist, dass bei richtiger Dimensionierung des Wärmetauschers die Aufwärmphase des Motors verkürzt werden kann, da der mitlaufende Verdichter ihn zusätzlich belastet. Die Wärmepumpe kann innerhalb kurzer Zeit hohe Heizleistungen erbringen.

Eine schematische Darstellung des Gesamtsystems Klimaanlage mit den benötigten Bauteilen zeigt Figur 172.

Die Leistungsfähigkeit einer CO₂ - Wärmepumpe wurde im Fahrzeugtest mit einer Serienheizung verglichen (Figur 173). Die Serienheizung war bauartbedingt bereits mit Zuheizern ausgerüstet, um akzeptable Heizleistungen zu erreichen.

Generell ist zu sagen, dass der Einsatz einer CO₂ - Wärmepumpe die Aufheizzeiten halbiert.

Bei Extremtemperaturen oberhalb von 35 °C ist die Effizienz von CO₂ Klimasystemen gegenüber R134a deutlich reduziert. Die dargestellten Kühlvorteile werden nur durch die höheren Verdichterleistungen erreicht.

Bei moderaten Temperaturen kommen die Effizienzvorteile dagegen deutlich zur Geltung. Messungen ergaben massive Vorteile von CO₂, wenn die Klimaanlage die ganze Zeit mitbetrieben wurde (Figur 174 links).

Aber auch bei Messungen mit ausgeschalteter Klimaanlage sind bei Verwendung von kupplungslosen Verdichtern erhebliche Einsparungen gegenüber R134a erzielbar. Die hierfür verantwortliche geringere Reibleistung der CO₂ Verdichter ist durch die kleineren Hubvolumen und damit kleineren Reibdurchmesser der Triebwerksteile zu erklären.

Die Entwicklung von CO₂ - Klimaanlagen wurde ursprünglich durch Umweltaspekte initiiert.

Man kann heute davon ausgehen, dass CO₂ -Klimaanlagen deutlich besser kühlen und in den meisten Situationen deutlich weniger Kraftstoff verbrauchen werden als Anlagen mit R134a.

Allerdings machen die besonderen Eigenschaften von CO₂ und die hohen System-drücke unter anderem die Entwicklung neuer Verdichter notwendig.

Es kann durch die Entwicklung eines Schwenkrings das Prinzip des Axialkolbenverdichters weiter verbessert werden.

Auf Grund der höheren Dichte von CO₂ und der Verwendung von Stahlgehäusen kann der benötigte Bauraum, bei gleicher Kühlleistung, gegenüber R134a - Verdichtern deutlich reduziert werden.

Der gesteigerte Komfortbedarf und die weitere Optimierung der Verbrennungsmotoren werden in Zukunft eine Zusatzheizung notwendig machen. Die Funktion als Wärmepumpe kann den Einsatz von elektrischen Zusatzheizungen überflüssig machen. Die Heizleistungen liegen bei richtiger Auslegung deutlich über denen heutiger Heizungen.

Es ist zu erwarten, dass ab 2005 die Serienfertigung von CO₂ - Klimaanlagen beginnt und ab 2010 alle Fahrzeugneuentwicklungen auf der Basis von CO₂ - Klimaanlagen gestartet werden.

Bei jedem Fahrzeuggetriebe sind Einrichtungen und Steuerungen notwendig, die es ermöglichen, die Übersetzung an den jeweiligen Fahrzustand anzupassen. Dies ist unabhängig von der Getriebebauform. Lediglich die Ausführung der elektrischen, hydraulischen oder mechanischen Betätigungsglieder beschreibt die Schaltungsart (Figur 175).

Für das Stufengetriebe sind Schaltelemente erforderlich, die je nach Einsatz unterschiedliche Anforderungen an Steifigkeit, Oberflächengüte, Verschleißverhalten und andere Eigenschaften stellen.

Für nicht automatisierte Schaltungen sind zusätzliche Anforderungen zu beachten, die dem Fahrer das Erleben des Schaltvorganges als perfekten Ablauf fühlen lassen müssen.

Durch konstruktive und technologische Maßnahmen sind an Schaltelementen die unterschiedlichsten Bedürfnisse realisierbar. Dabei sind spanlos hergestellte Präzisionsteile und neue Montagekonzepte für Modulbauweisen richtungsweisend.

Um einen Schaltkomfort spürbar gut zu empfinden, ist ein abgestimmtes Ablaufverhalten der steuernden Elemente erforderlich. Dies betrifft insbesondere die Rastierfunktion.

Betrachten wir als zentrales Element die Schalthülse/Rastierhülse. Als Verbindungsglied zwischen der zentralen Schaltwelle und den Schaltgabeln wird dadurch der Gangwechsel gesteuert. Funktionen wie Diagonalschaltbarkeit, Verriegelung, etc. werden maßgeblich durch dieses Bauteil beeinflusst.

Durch die Herstellung der Bauteile aus Bandmaterial werden die Funktionsflächen gezielt ausgeformt. Im Gegensatz zu massiven Bauteilen entsteht somit keine überflüssige Materialanhäufung und damit verbundene Gewichtserhöhung. Dieses kommt dem Kundenwunsch nach Verringerung der Getriebe-
masse entgegen.

Zur optimalen Gestaltung der Funktionsflächen und Ausnutzung der Vorteile des Bandwerkstoffes wird die Schalthülse/Rastierhülse aus mehreren Komponenten zusammengesetzt.

In der Figur 176 sind die entsprechenden Einzelteile sowie die Art der Montage dargestellt.

Diese Hülse bildet die Außenhaut der multifunktionalen Schaltungshülse und beeinflusst durch Konturen und Oberflächen die Funktionen.

Durch einen besonderen Arbeitsprozess wird die Außenhülse in nur einem Maschinendurchlauf geformt. Somit sind die Abweichungen der einzelnen Funktionsflächen zueinander nur von den Toleranzen im Werkzeug abhängig. Das Werkzeug erlaubt die Ausbringung einer Vielzahl von Bauteilen, deren Maße und Toleranzlage sehr eng beieinander liegen.

Die Funktionsflächen sind in ihrer Oberflächengüte für den Einsatz geeignet und müssen nicht mehr spanend nachbearbeitet werden. Durch die spanlose Ausprägung der Rampenkonturen für die Arretierungen, welche zur Schaltkrafterzeugung eingesetzt werden, entsteht eine sehr glatte Oberfläche. Bearbeitungsritzen/-strukturen, welche den Schaltkomfort negativ beeinflussen, werden somit vermieden (Figur 177).

Die Außenhülse wird mittels einer Stütze - hier als Innenhülse bezeichnet - auf der Schaltwelle fixiert. Die Auslegung dieser Hülse wird bestimmt durch die Art der Montage auf die Schaltwelle und der Anbindung an die Außenhülse.

Abhängig von der/dem zu übertragenden Kraft/Moment wird die Länge und die Wanddicke der Nabe des Pressverbandes der Innenhülse ausgelegt. Diese Verbindungsart der Innenhülse mit der Schaltwelle hat sich als äußerst vorteilhaft erwiesen.

Der Schaltfinger ist in seiner Form auf die Schaltgabelmäuler und die Anforderungen an die Diagonalschaltbarkeit abgestimmt. Die Funktionsflächen sollen möglichst glatt sein, damit bei der „Abroll-/Gleitbewegung“ des Schaltfingers im Schaltgabelmaul ein sanfter und glatter Schaltablauf ermöglicht wird. Bei der Diagonalschaltbarkeit sind die Fasen und Übergänge der Schaltfingerkonturen besonders ge-

fragt. Hier soll es ebenfalls zu einem harmonischen Gleiten des Schaltfingers am Schaltgabelmaul kommen. Durch die spanlose Umformung eines Bandmaterials können alle diese Eigenschaften in einem Arbeitsgang sichergestellt werden.

Präzise Einzelteile werden mit einfachen, prozesssicheren Fertigungsmethoden hergestellt. Die Genauigkeit der Baugruppe wird im Montagewerkzeug erzeugt.

Summentoleranzen lassen sich reduzieren. Eine enge Maßeinhaltung ist somit garantiert.

Durch eine Wärmebehandlung lassen sich die zulässigen Spannungswerte sowie die Härte des Bauteils steigern. Eine erhöhte Härte beugt dem Verschleiß der Bauteile an den Funktionsflächen vor. Ein besonderes Augenmerk muss hierbei auf den Schaltfinger und die Rampenkontur für die Arretierung gelegt werden.

Bei Betätigungskräften von $F > 2000 \text{ N}$ entstehen am Schaltfinger Pressungen von bis zu 6000 N/mm^2 (Figur 178). Nur mit der richtigen Wärmebehandlung wird eine übermäßige Abnutzung verhindert und das Spiel zwischen dem Schaltfinger und dem Eingriff an der Schaltgabel gering gehalten. Der Schaltweg sowie die Diagonalschaltbarkeit werden während der gesamten Gebrauchsdauer kaum verändert.

Für die Rampenkontur ist das Überrollen der Arretierung über den kleinsten Radius entscheidend. Mit den zur Zeit in Schaltgetrieben eingesetzten Arretierungen können Federkräfte von 140 N zum Einsatz kommen. Eine detaillierte Abstimmung der Rampenradien auf die hier vorherrschenden Pressungen ist zwingend erforderlich. Durch eine Veränderung des Rampenradius infolge Verschleiß würde sich die Schaltkraft und damit der Schaltkomfort über die Lebensdauer des Getriebes verändern (Figur 179).

Die modulare Bauweise erlaubt es, preisgünstige Bauteile in unterschiedlichsten Variationen miteinander zu paaren. Die Abmessungen der einzelnen Bauteile sind frei wählbar und beispielsweise nicht an die Schieberzahl von Werkzeugen gebunden.

Durch die mittels Presssitz montierte Hülse lässt sich die Schaltwelle sehr einfach und flexibel gestalten. Die Verbindungsart ist nicht abhängig von der Stahl-Werkstoffpaarung. Die beiden Bauteile benötigen keine mechanische Bearbeitung während der Montage. Eine exakte Positionierung von mehreren Bauteilen zueinander lässt sich über das Montagewerkzeug problemlos umsetzen.

Weiterhin ist die Wahl eines eventuellen Korrosionsschutzes der Welle von Vorteil.

Die Positionierung des Schalthebels im Fahrzeuginneren hängt vom Schalthebelbock, der Ansteuerung der zentralen Schaltwelle und der Positionierung der Schaltwelle im Getriebe ab. Zur Erreichung dieser Stellung sind verschiedene Systeme für die Positionierung der zentralen Schaltwelle bekannt.

Für die Positionierung der Schaltwelle in Schaltrichtung hat sich die Anordnung der Arretierung in Verbindung mit der Rastierkontur an der zentralen Schaltwelle bewährt. Mit der Arretierung und der Rastierkontur wird in Schaltrichtung ebenfalls die Schaltkraft beeinflusst. Im Zusammenspiel mit mehreren

anderen Komponenten trägt sie einen erheblichen Anteil zum gesamten Kraftverlauf bei (Figur 180). Signifikante Punkte wie die Einlegekraft am Ende des Schaltvorganges und die Rückstellkraft beim Auslegen des Ganges lassen sich maßgebend dadurch beeinflussen. Es ist also ein frei wählbarer, einstellbarer Kraftverlauf darstellbar.

Für die Positionierung der Schaltwelle in Wählrichtung sind in der Vergangenheit Druckfedern zum Einsatz gekommen.

Diese Anordnung benötigt in axialer Richtung, abhängig von der Federrate und den Kräften, größeren Bauraum. Die Montage ist aufwendig, da mehrere Einzelteile erforderlich werden.

Hier findet sich die Möglichkeit, eine Arretierung einzusetzen, die mit einer v-förmigen Kontur an der Schaltwelle in Kontakt ist. Hier lassen sich die Bauteile sowie die Montage erheblich vereinfachen. Im Vergleich zur Steuerung mittels Druckfedern kann der Kurvenverlauf beliebig gewählt werden. Vor allem bei den neuen 6-Gang-Getrieben wird dieser Vorteil genutzt. Es kann ein Abfall im Kurvenverlauf in den Endlagen realisiert werden. Dieser Effekt bietet bei der Hochschaltung vom 5. Gang in den 6. Gang Vorteile. Der Schalthebel wird hier nicht durch eine hohe Wählkraft in die Gasse 3 / 4 abgewiesen. Einem Verschalten vom z. B. 6. Gang in den 3. Gang (anstelle in den 5. Gang) wird dadurch vorgebeugt.

Am Ende der Wählbewegung besteht die Möglichkeit die Bewegung durch einen sanften Kraftanstieg abzubremesen. Je nach Anwendungsfall kann eine Begrenzung durch einen in die Kontur eingeformten Radius erfolgen.

Eine Schlagsperre kann durch den Einsatz einer weiteren Arretierung realisiert werden.

Zur weiteren Kostensenkung können die Konturen für Schalten und Wählen zusammengeführt werden. Man benötigt somit nur eine Arretierung zur Schalt- und Wählkrafterzeugung. Die Bearbeitungskosten am Getriebegehäuse oder Schaltdeckel lassen sich senken. Eine Reduzierung der Bauteile, welche sich ebenfalls positiv auf die Kosten auswirkt, lässt sich ebenso erreichen. Durch diese Kombination sind weiterhin die Summentoleranzen sehr klein.

Für die Herstellung dieses 3-D Konturbleches bietet sich ein spanlos umgeformtes Blechbauteil bestens an (Figur 181). Durch die Konturerstellung im Werkzeug ist eine hohe Wiederholgenauigkeit gegeben. Diese Konturbleche

werden ähnlich wie eingangs beschrieben mit den anderen Bauteilen gefügt.

Eine Herstellung als Feinguss oder Sinterbauteil ist möglich, jedoch ist die notwendige spanende Nacharbeit zur Erzielung einer guten Oberflächengüte nahezu ausgeschlossen.

Im folgenden wird die Verbesserung des Schaltkomforts eines bestehenden Schaltmoduls beschrieben (Figur 175).

Das untersuchte Schaltmodul zeigte Defizite wegen zu hoher Reibung. Eine saubere Rückstellung des Schalthebels in Neutral 3 / 4 war nicht gegeben. Diese Beeinträchtigung war ebenso in Schaltrichtung spürbar.

Im nachfolgenden soll vorrangig auf die Untersuchung / Abstellmaßnahmen für den Wählkraftverlauf eingegangen werden.

Folgende Komponenten wurden durch Bauteile nach INA Technologie ersetzt:

1. Gleitlagerung der zentralen Schaltwelle wurde ersetzt durch Wälzlager mit begrenzter Längs- und Drehbewegung
2. Gleitlagerung des Wählhebels wurde ersetzt durch Nadellager
3. Ersatz des Faltenbalgs durch Schutzhülse und mit zusätzlichem Dichtring im Gehäuse
4. Entfall des Sperrbügelkonzeptes durch den Einsatz einer Trommelsperre
5. Austausch des Federpakets durch eine 3-D Rampenkontur zur Erzeugung der Schalt- und Wählkraften (Figur 182)

Auswirkungen:

Zu 1.) Reduzierung der Hysterese für den Schalt- und Wählkraftverlauf

Zu 2.) Senkung der Reibung und damit der Hysterese für den Wählkraftverlauf

Zu 3.) Senkung der Reibung und damit der Hysterese für den Wähl- und Schaltkraftverlauf

Zu 4.) Minimierung der bewegten Bauteile, dadurch Reduzierung der Kontaktstellen zwischen Schaltgabeln und zentralen Schaltwellen. Entfall der gehäusefesten Fixierung des Bügels

Zu 5.) Entfall von Bauteilen, Verbesserung der Zentrierung in 3 / 4

Durch diese Maßnahmen konnte die Hysterese von 30 N auf 6 N gesenkt werden, siehe Figur 182.

In einer subjektiven Beurteilung vom Kunden wurde diese drastische Senkung als äußerst positiv für den Schaltkomfort gewertet.

Die geforderten Ansprüche bezüglich geringstem verfügbaren Bauraum, maximaler Gewichtseinsparung bei minimalen Entwicklungskosten und kürzesten Entwicklungszeiten lassen sich auch bei der Auslegung von Schaltsystemen durch Einsatz moderner CAE-Werkzeuge bewältigen. So können bei INA auf die Bedürfnisse von Schaltsystemen ausgerichtete Methoden und Programme verwendet werden (Figur 183).

Vorgegeben sind der zulässige Bauraum und Randbedingungen, wie Belastung und Kraftangriffspunkte. Aus der Berechnung ergeben sich die mindest erforderlichen Materialanordnungen unter der betrachteten Kräfte- und Momentenbelastung. In jedem Fall muss das materialbezogene Minimalmodell nun fertigungsgerecht angepasst/konstruiert werden.

Ausgehend vom 3-D-Konstruktionsmodell werden Gitter-/Knotenpunkte und Belastungseingriffe definiert. Die vom berechnungsunterstützten Programm ermittelten Bauteilverformungen und -spannungen bilden heute generell die Basis zur optimierten Konstruktion.

Die Toleranzangabe von Maß, Form und Lage bestimmt den Aufwand in Fertigung und Montage. Gleichzeitig ist sie der Garant für die Funktionalität komplexer Systeme. Im Gegensatz zur nominellen Toleranzbetrachtung berücksichtigt VSA-3-D die statistische Verteilung. Ein weiterer Vorteil ist, mit der Simulation Aussagen über Prozesskennwerte und deren Verursacher treffen zu können. Ausgangspunkt ist das „nominelle“ 3-D-CAD Baugruppenmodell mit seinen vorgegebenen Referenzpunkten der einzelnen Komponenten. Es sind nun die für den funktionalen Zusammenhang erforderlichen Kontaktflächen bzw. Berührungspunkte zu definieren.

Das „nominelle“ wird also in ein „funktionales“ CAD-Modell überführt.

Anschließend sind alle zu analysierenden Maß-, Form- und Lagetoleranzen den Funktionsflächen auf Bauteilebene zuzuordnen.

Die rechnerunterstützte Simulation lässt nun z. B. die Auswertung von Kurven einer Diagonalschaltbarkeit vom 2. in den 3. Gang zu.

Alle Fragestellungen zur Toleranz-Analyse einer Schaltung lassen sich nicht mit nur einem einzigen funktionalen 3-D-CAD-Modell lösen (Figur 184).

Die 3-D-Toleranz Analyse ist anwendbar in der

- Konzeptphase zur Untersuchung von Basisabmessungen und der Montagereihenfolge von Baugruppen
- Konstruktionsphase zur Festlegung der Toleranzen und Validierung der Baugruppenspezifikationen
- Prototypenbauphase zur Überprüfung und Festlegung der Messeinrichtungen
- Produktionsphase zur vorausschauenden Prozesssimulation von Fertigungstoleranzen

Hier handelt es sich um ein Berechnungsverfahren zur gießtechnischen Simulation der Abläufe beim Kunststoff- oder Leichtmetallspritzgießen.

Aus der 3-D-Modelldefinition lassen sich mittels der Füllberechnung optimale Anspritzung, Fließverhalten, eventuelle Lufteinschlüsse oder kritische Bindenähte erkennen.

Die kinematische Analyse ermöglicht z. B. bei unregelmäßigem Wähl- oder Schaltverhalten eine Simulation der Verschiebekräfte einer Arretierung über die Rampenkontur. Somit lassen sich geeignete Maße bestimmen und das Verhalten neuer Oberflächenprofile vorhersagen.

Diese wird genutzt, um die Bewegungsabläufe im Zusammenspiel verschiedener voneinander abhängiger Bauteile oder -gruppen zu erkennen. Beispielsweise beim Ablauf eines nicht geführten (chaoti-

schen) Systems, wie es sich bei der Arretierung mit ca. 60 Stück Kugeln in einer Kalottenform darstellt (Figur 185).

Die heute noch sehr massiv ausgelegten Synchronisationssysteme lassen sich durch spanlos hergestellte Präzisionsprodukte nicht nur hinsichtlich der Gewichtseinsparung oder Kostenbeurteilung verbessern, sondern weisen durch ihre technologisch bedingten Eigenschaften auch indirekte Vorteile auf (Figur 186).

Die geprägten Oberflächen (Figur 187) weisen eine günstigere Gleiteigenschaft auf als die zerspannten Produkte. Die Genauigkeiten müssen anders beschrieben werden, nicht geometrie-, sondern funktionsbezogen – vergleichsweise wie bei einem, in einem Gehäuse sitzenden Ring.

Bei einem spangebend hergestellten Ring würde dies der Außendurchmesser, bei einer Hülse die Einpresskraft darstellen.

Separate Kupplungskörper, die zu einem Zahnrad hinzugefügt werden, sind nach heutigem Stand der Technik hergestellt, aus einer vorgestanzten Ronde und einer anschließenden mechanischen Endbearbeitung.

Mit den bei INA angewendeten Produktionsverfahren wird aus einer gestanzten Ronde ohne mechanische Nacharbeit die Dach- und Mitnahmeverzahnung geprägt. Vorteile liegen in der geglätteten Oberflächenstruktur und in den geringeren Herstellkosten (Figur 188).

Die Rohlinge werden aus dünnwandigem Stahlband gezogen. Nach der Wärmebehandlung erhalten diese eine präzise geschliffene Oberfläche. Dies ist Grundlage für einen hohen Traganteil im Reibkonus unabhängig davon, welche Reibpaarungen ausgewählt werden.

Die beschriebenen Bauteile und die damit verbundenen Funktionen und Einsatzmöglichkeiten sind natürlich nicht nur auf manuell betätigte Schaltgetriebe beschränkt. Für die neuen Getriebe ASG, PSG und USG kommen ebenfalls diese Komponenten zum Einsatz. Lediglich die Anbindung an die Aktoren ist anders. Statt einer angelenkten zentralen Schaltwelle über Seilzüge oder Gestänge wird die Bewegung über Zahnsegment, Zahnstange oder andere Elemente eingeleitet. Die Vorteile der spanlosen Herstelltechnologien sowie der Kombination aus verschiedenen hergestellten Einzelteilen können ebenfalls genutzt werden. Die Arretierung, welche in manuellen Schaltgetrieben überwiegend zur Erzielung eines bestimmten Schaltkomforts eingesetzt wird, wird als Raste mit erhöhter Federkraft ebenso benötigt.

In der XSG Familie hat LuK automatisierte Getriebe zusammengefasst, die auf das Handschaltgetriebe (HSG) aufbauen und im Wesentlichen ähnliche Technologien nutzen. Dazu gehören das elektronische Kupplungsmanagement (EKM), das automatisierte Schaltgetriebe (ASG), das unterbrechungsfreie Schaltgetriebe (USG), das Parallelschaltgetriebe (PSG) und das elektrische Schaltgetriebe (ESG). Im ersten Teil des Berichts werden in einer Übersicht die Familienmitglieder und deren Verwandtschafts-

verhältnisse vorgestellt. Im zweiten Teil werden einige Familienmitglieder näher vorgestellt, und zwar das ASG und das USG. Im dritten Teil werden die gemeinsamen Komponenten der XSG Familie vorgestellt und im vierten ein Systemvergleich durchgeführt.

Basis der XSG Familie ist, wie erwähnt, das **Handschaftgetriebe (HSG, Figur 189)**. Die Darstellung ist auf das Wesentliche für diesen Bericht vereinfacht; zusammenwirkende Teile sind in der gleichen Farbe gegebenenfalls mit unterschiedlichem Farbton dargestellt. Beispielhaft wird ein Front-quer-Getriebe verwendet.

Handschaftgetriebe haben den Vorteil eines sehr guten Wirkungsgrades und eines verhältnismäßig geringen Gewichtes, sie sind kostengünstig, und es gibt zahlreiche Fertigungsstätten.

Der erste Schritt zur Automatisierung dieses Getriebes ist das **elektronische Kupplungsmanagement (EKM)**. Das Kupplungspedal entfällt; die Kupplung wird durch eine Aktorik angesteuert. Diese Aktorik kann elektrisch, hydraulisch oder pneumatisch sein. In den Figuren ist die von LuK bevorzugte elektromotorische Variante dargestellt (Figur 190).

Die Automatisierung der Kupplung alleine bringt vor allem deutliche Komfortvorteile, die im immer dichter werdenden Stadtverkehr besonders positiv wirken. Das EKM ist in erster Linie aber auch die Grundvoraussetzung für alle folgenden Mitglieder der XSG Familie.

Beim **automatisierten Schaltgetriebe (ASG)** wird nun auch die Schaltung selbst automatisiert. Die Aufgabe des Fahrerarmes, nämlich zu schalten und zu wählen, übernehmen zwei Elektromotoren (Figur 191).

Erreicht wird damit eine weitere Komfortsteigerung. Durch die automatische und optimal auslegbare Schaltpunktwahl kann der Verbrauch gesenkt werden – das ist ein Grund, warum bei praktisch allen Energiesparautos auch ein automatisiertes Schaltgetriebe verwendet wird. Ein weiterer Vorteil ist die flexible Innenraumgestaltung, da durch Shift-by-Wire die mechanische Verbindung zwischen Getriebe und Bedienelement für den Fahrer wegfällt. Das kann soweit gehen, dass der Wählhebel komplett wegfällt und nur durch Tiptasten oder Hebel am Lenkrad ersetzt wird. Dank Shift-by-Wire wird auch die Innenraumakustik verbessert, da die Schallbrücke wegfällt.

Beim **unterbrechungsfreien Schaltgetriebe (USG, Figur 192)** wird durch eine weitere Kupplung eine Teilauffüllung des Momenteneinbruchs bei einer Schaltung erreicht.

Dadurch wird der Schaltkomfort noch einmal stark verbessert. Der Mehraufwand im Vergleich zu einem ASG ist gering; Es ist beim USG für die beiden Kupplungen nur ein Kupplungsaktor notwendig. Allerdings ist dieses Getriebe nur bis zu bestimmten Motormomenten einsetzbar.

Das **Parallelschaltgetriebe (PSG)** gehört zur Gruppe der Doppelkupplungsgetriebe. LuK hat dem PSG (Figur 193) einen eigenen Namen gegeben, da es sich um eine ganz spezielle Ausführungsform handelt. Es werden Trockenkupplungen und eine elektromotorische Aktorik ver-

wendet. Eine weitere Besonderheit ist, dass für die Schaltung der beiden Teilgetriebe nur eine dem ASG ähnliche Aktorik eingesetzt werden muss.

Gegenüber ASG und USG wird mit dem PSG noch einmal ein deutlicher Komfortgewinn erreicht, da nun eine voll momentenaufgefüllte Lastschaltung möglich ist. Anders als beim USG sieht LuK hier keine Begrenzung für hohe Motormomente. Der Verbrauchsvorteil ist fast genauso hoch wie beim ASG.

Der nächste Schritt besteht darin, den Startergenerator mit dem Getriebe zu vereinen. Ein PSG lässt sich sehr elegant zu einem elektrischen Schaltgetriebe (ESG, Figur 194) erweitern, indem an eine der beiden Eingangswellen ein achsparalleler Startergenerator angekoppelt wird.

Wird diese Option schon beim Entwurf des PSG berücksichtigt, sind am Getriebe nur geringfügige Modifikationen für das ESG notwendig. Der Vorteil des ESG ist eine deutliche weitere Verbrauchssenkung und ein zusätzlicher Komfortgewinn.

Damit ist die XSG Familie vollständig (Figur 195) - zumindest vorläufig, wer weiß, was die Zukunft noch bringt.

Gemeinsamkeiten der XSG Familie sind demnach:

- ähnliche Fertigungstechnologien (wie Stimradverzahnung),
- der Einsatz von Trockenkupplungen,
- der Einsatz ähnlicher Aktorik,
- der Einsatz von Elektromotoren,
- gemeinsame Strategien.

Das LuK ASG (Figur 196) ist das erste und bis jetzt einzige elektromotorisch automatisierte Schaltgetriebe,

- bei dem eine freie Gangwahl möglich ist,
- das als Add-on Konzept ausgeführt ist,
- das ein Moment von über 200 Nm ermöglicht.

Jede dieser Eigenschaften ist ein Alleinstellungsmerkmal für sich.

LuK hat auch Serienerfahrung mit hydraulisch betätigten ASG (Figur 197), die zwar technologisch gut, aber teurer und schwerer sind. Dieser Weg entspricht auch dem Trend, heute noch hydraulisch umgesetzte Funktionen elektromotorisch auszuführen.

Das LuK ASG ist in dieser Ausführung ein Add-on System (Figur 198). Das Handschaltmodul inkl. Schaltzügen oder Schaltgestängen und Schalthebel entfällt und wird durch den Getriebeaktor (zwei Motoren) ersetzt. Der Kupplungsaktor ersetzt das Kupplungspedal. Er enthält in diesem Fall auch die Steuer- und Leistungselektronik inkl. Software für das gesamte System und ist am Getriebe befestigt. Er betätigt im Corsa den gleichen hydraulischen Zentralausrücker, der auch bei der nicht automatisierten Variante verwendet wird. Als Kupplung wird eine SAC eingesetzt, die niedrige Ausrückkräfte gewähr-

leistet. Wie schon beim EKM in der A-Klasse ist es gelungen, ohne Kupplungswegsensor am Ausrücksystem und ohne Drehzahlsensor an der Getriebeeingangswelle auszukommen. Das erspart nicht nur die Sensoren an sich, sondern auch die Änderungen am Getriebe und die entsprechende Verkabelung.

Mit dem LuK ASG hat die Corsa Easytronic® ein Mehrgewicht von unter 4 kg. Die Mehrkosten für den Endkunden sind nur ca. 50% der eines Automatikgetriebes. Die Spontaneität und der Fahrspaß sind deutlich höher als mit einem Automatikgetriebe. Der Verbrauch ist wesentlich geringer als beim Automaten, er ist sogar geringer als beim Handschaltgetriebe. Beim 1,2 l Motor wurde ohne eine besonders verbrauchsoptimierte Abstimmung ein Minderverbrauch von 2% erreicht. Beim Corsa Eco 1,0 l ist ein wesentlicher Anteil der mehr als 10%igen Verbrauchssenkung durch ökonomische Schaltpunktwahl erreicht worden.

Der Schnitt eines mit BMW und Getrag aufgebauten USG (Figur 199) zeigt, dass sich das USG sehr gut für Heckantrieb eignet. Es konnte auch auf einen großen Teil der Synchronisierungen verzichtet werden.

Die Messung in Figur 200 zeigt beispielhaft, wie die Momentenauffüllung verläuft. Je nach Gang und Gaspedalstellung beträgt diese Auffüllung zwischen 40% und 100%. Interessanterweise kann man auch bei Teilauffüllung subjektiv kaum mehr einen Einbruch feststellen.

Wesentlich scheint hier zu sein, dass die Fahrzeugbeschleunigung nicht ins Negative geht, wie es bei einer Schaltung mit ASG passiert.

Die Zugkraftauffüllung wird dadurch erreicht, dass die mit dem höchsten oder zweithöchsten Gang verbundene Lastschaltkupplung nicht nur die Synchronisierung bewirkt, sondern das dafür notwendige Moment auch an den Abtrieb weiterleitet. Die Kupplung ist vor allem bei Schaltungen in den unteren Gängen dabei die ganze Zeit mit einer relativ hohen Drehzahldifferenz beansprucht. Das Lastschaltmoment hängt von dem gewünschten Auffüllungsgrad ab. Diese hohe Belastung bei jeder Schaltung erklärt, dass diese Kupplung deutlich stärker als die Anfahrkupplung belastet ist. In Figur 199 ist die größere Kupplung daher auch die Lastschaltkupplung. Zwischen dem Motormoment und dem notwendigen Außendurchmesser der Scheibe der Lastschaltkupplung kann man einen Zusammenhang herstellen (Figur 201). Durch die Baubedingungen ergibt sich, dass das USG auf Motormomente von max. 200 bis 250 Nm begrenzt ist. Für eine Getriebegeneration, die diese Drehmomentklasse nicht überschreitet, ist das USG eine Lösung, die viel Komfort bei vernünftigen Kosten bringt. Neue, leistungsfähigere Reibbeläge könnten diese Grenze jedoch nach oben verschieben.

LuK setzt bei der Automatisierung des Handschaltgetriebes auf Elektromotoren. Die Gründe wurden zum Teil schon genannt: Das System kann ohne Hydraulikflüssigkeit auskommen - was dem Trend entspricht -, es ist kostengünstig, hat geringes Gewicht, ist robust etc.

Die bei der Easytronic® eingesetzten Motoren basieren auf Fensterhebermotoren (DC-Motoren). Die Beanspruchung beim ASG ist aber weit höher als beim Fensterheber. Die Motoren sind relativ hohen Temperaturen ausgesetzt, werden mit starken Schwingungen beaufschlagt, sind Salzwasser ausgesetzt usw. Mit Bosch wurden auf Basis von Bürstenmotoren hochleistungsfähige Motoren für diesen Einsatzfall entwickelt (Figur 202 unten).

Dass die Motoren auf Grund der Einsatzbedingungen aufwändig geworden sind, sieht man z. B. an dem großen Lager, das auf Grund der Schwingbeanspruchung notwendig ist.

LuK hat Wege gesucht, um den Bauraum und auch die Kosten noch weiter zu reduzieren bei gleichzeitig höherer Leistungsfähigkeit. Dazu werden bürstenlose Motoren eingesetzt (Figur 202 oben).

Bei diesen elektrisch kommutierten Motoren (EC-Motoren) werden als zusätzliche Maßnahme Seltene-Erden-Magnete verwendet. Dadurch wird der Motor sehr kompakt und hat eine hohe Leistungsdichte. Die Seltene-Erden-Motoren sind zwar teuer und auch für die elektrische Kommutierung sind zusätzliche elektronische Bauteile im Steuergerät vorzusehen. Diese Mehraufwände werden aber mehr als kompensiert durch den einfachen Aufbau des Motors. Da keine Bürsten verwendet werden, sind auch keine aufwändigen Maßnahmen erforderlich, um den Bürstenträger schwingungs- und temperaturfest zu machen. Da die Masse des Rotors sehr gering ist, ist keine aufwändige Lagerung notwendig. Wie im nächsten Kapitel dargestellt wird, kann dann auch an der mechanischen Aktor-Ausführung einiges eingespart werden, da durch die geringere Masse der Motoren auch die Beanspruchung der Aktorik geringer wird.

Aber auch bei der Dynamik gibt es Vorteile. Durch die kleinere Massenträgheit des Rotors wird die Nenn-drehzahl wesentlich schneller erreicht. Damit ergibt sich bei einer Sprungvorgabe auch eine schnellere Verstellzeit. In Figur 203 unten werden die Drehzahlverläufe verglichen und in Figur 203 oben die daraus resultierenden Stellwege. Bei den bisherigen Motoren (DC) sind der Kupplungsmotor und der schon weiter optimierte Schältnmotor dargestellt.

Die Vorteile der neuen Elektromotoren sind in der Tabelle (Figur 204) noch einmal zusammengefasst.

Durch die Kompaktheit der neuen Motoren eröffnen sich neue konstruktive Möglichkeiten. Der Motor kann z. B. direkt an der Kupplungsglocke angebracht werden - die Betätigung kann dann über eine Spindel auf einen MZA wirken (Figur 205 links).

Ein weiterer Vorteil ist das Potenzial für höheres Drehmoment. Die heute eingesetzten Motoren können nicht mehr verlängert (Wellendurchbiegung) und auch nicht dicker werden (Bauraum, Dynamik). Bei den EC-Motoren ist eine Verlängerung des Motors problemlos machbar.

LuK kann aber auch noch eine weitere Innovation anbieten, und zwar den elektrischen Zentralausrücken, der in den Bauraum des herkömmlichen hydraulischen Zentralausrückers passt.

Diese neuen Kupplungsaktoren können für die Kupplungsautomatisierung sämtlicher XSG Familienmitglieder eingesetzt werden.

Mit den neuen EC-Motoren ist es möglich, die Getriebeaktorik wesentlich kompakter zu bauen, als sie bisher schon war. In den meisten Fällen ist es sogar möglich, dass der komplette Getriebeaktor in den ansonsten von der Handschaltmechanik ausgefüllten Raum passt. Durch die geringe Masse der Motoren wird auch die Schwingungsbelastung des Aktorgehäuses reduziert - dadurch können Gewicht und Volumen deutlich verringert werden.

Diese Aktorik findet bei der ganzen XSG Familie für die Automatisierung der Schaltung Einsatz.

Bei Doppelkupplungsgetrieben sind zwei Teilgetriebe zu automatisieren. Es müssten also zwei ASG-Aktoren eingesetzt werden. Durch eine innovative LuK Entwicklung, genannt Active Interlock, ist das Schalten der beiden Teilgetriebe mit einem Aktor, wie beim ASG, möglich - dies ist eines der wesentlichen Merkmale des PSG (Figur 206).

Ein Ausführungsbeispiel eines Active Interlock-Getriebeaktors für ein PSG wird für ein Fahrzeug mit Heckantrieb in Figur 205 rechts gezeigt.

Die Technologie Active Interlock beschleunigt durch Entfall der Wählzeiten auch die Schaltungen beim ASG. Das Active Interlock ist also für die Getriebeschaltung bei allen XSG Familienmitgliedern einsetzbar und sehr modular (Figur 207).

Ein ganz wichtiges Argument für die Automatisierung von Handschaltgetrieben, also für die XSG Familie, ist der günstige Verbrauch. Nimmt man das Handschaltgetriebe als Basis, so haben Automatikgetriebe bei gleicher Schaltpunktwahl zunächst einmal einen Mehrverbrauch durch hydraulische Verlustleistungen (Figur 208 oben, Pfeil mit Buchstaben „H“). Dieser Mehrverbrauch beträgt mehrere Prozent. Automatikgetriebe (wie auch automatisierte Getriebe) können den Vorteil nutzen, durch automatische Schaltpunktwahl günstigere Betriebspunkte im Motorkennfeld auszuwählen und damit in den gesetzlichen Zyklen den Verbrauch zu senken (Figur 208 oben, Pfeil mit Buchstaben „S“). Diese Verbrauchsminderung durch die automatische Schaltpunktwahl ergibt sich übrigens auch im Praxisbetrieb, da der Durchschnittsfahrer mit Handschaltgetriebe das verbrauchsgünstige niedertourige Fahren zumeist vermeidet.

Das erste Mitglied der XSG Familie, das EKM, hat den gleichen Verbrauch wie das Handschaltgetriebe. Die Leistungsaufnahme der Aktorik liegt unter 10 W, was im Treibstoffverbrauch nicht nachweisbar ist. Die automatisierten Getriebe ASG, USG und PSG können bei gleicher Spreizung die gleichen Verbrauchsvorteile durch automatische Schaltpunkte erreichen wie die Automatikgetriebe. Die Differenz zwischen diesen automatisierten Getrieben und dem Automatikgetriebe ist der Mehrverbrauch durch hydraulische Verlustleistung, die das Automatikgetriebe hat. Das gilt auch dann, wenn der Zyklusverbrauch des Automatikgetriebes sogar unter dem des Handschaltgetriebes (HSG) liegt. Das heißt nichts

anderes, als dass die Vorteile durch die automatische Schaltpunktwahl den Mehrverbrauch durch hydraulische Verlustleistung überwiegen. Die automatisierten Handschaltgetriebe bleiben immer noch um diese hydraulische Verlustleistung besser.

Durch Rekuperation kann noch einmal ein deutlicher Minderverbrauch erreicht werden (Figur 208 unten, Pfeil mit Buchstaben „R“). Deshalb hat das ESG den niedrigsten Verbrauch.

Müssen Komfortsteigerung und Verbrauchssenkung ein Widerspruch sein? Dass dem nicht so ist, zeigt Figur 209.

Trotz zunehmenden Komforts und zunehmender Funktionalität nimmt der Verbrauch ab. Durch die Lastschaltungen wird der Verbrauchsvorteil durch das automatisierte Schalten beim USG und PSG im Vergleich zum ASG etwas reduziert, wobei beim PSG diese Lastschaltverluste geringer sind (diese Verluste wurden in der vereinfachten Darstellung im Figur 208 nicht berücksichtigt, auch nicht beim AT, vgl. auch). Mit Abstand am besten steht das ESG da.

Diese Verbrauchswerte sind grobe Anhaltswerte; sie hängen von vielen Größen ab, unter anderem vom Motormoment. Hierbei gibt es zwei wesentliche Effekte. Der eine Effekt rührt daher, dass beim absoluten Betrag der Verlustleistungen ein nicht momentenabhängiger Sockelbetrag vorhanden ist. Der andere Effekt beruht darauf, dass das Verbrauchssenkungspotenzial durch Schaltpunktwahl bei einem kleinen Motor geringer ist als bei einem großen.

Der erste Effekt ist qualitativ in Figur 210 erläutert. Die Verlustleistungen von Ölpumpe und Ölkühler, die Schleppverluste der Lamellenkupplungen sowie Plansch- und Wandlerverluste haben einen recht großen Konstantanteil und nehmen deshalb mit abnehmender Motorgröße, genauer gesagt mit abnehmendem Motormoment, unterproportional ab. Der relative Mehrverbrauch des Automatikgetriebes nimmt deshalb mit kleiner werdendem Motormoment deutlich zu. Eine elektrisch angetriebene Ölpumpe reduziert diese Verluste kaum. Überschlagsmäßige Begründung: Für 100% mechanische Leistung der Ölpumpe benötigt der Elektromotor 200% elektrische Leistung. Um diese bereit zu stellen, benötigt der Generator 400% mechanische Leistung. Das heißt, erst wenn die mechanische Energieaufnahme der Ölpumpe durch das gezielte Einschalten auf ein Viertel reduziert wird, ist diese Maßnahme verbrauchsneutral.

Der zweite Effekt ist in Figur 211 erläutert. Der Fahrer wünscht eine bestimmte Fahrleistung, die durch unterschiedliche Kombination von Motormoment und Motordrehzahl und entsprechende Getriebeübersetzung erreicht werden kann. Das heißt, durch die Getriebeübersetzung wird der Betriebspunkt im Motorkennfeld entlang der Linie gleicher Leistung verschoben. Die Verbrauchssenkung beruht nun darauf, dass normalerweise der spezifische Verbrauch bei hoher Last und geringer Drehzahl niedriger ist. Hier gibt es bei einem starken Motor wesentlich mehr Potenzial als bei einem kleinen Motor. Außerdem

kann man Figur 211 entnehmen, dass eine größere Getriebespreizung besonders bei starken Motoren Sinn macht.

Motoren modernster Bauart haben allerdings einen größeren Bereich geringeren spezifischen Verbrauchs durch die Entdrosselung, d. h. das Potenzial für Verbrauchsreduzierung durch Overdrive und Gangauswahl wird geringer und der Wirkungsgrad des Getriebes an sich immer wichtiger.

In Figur 212 sind diese Erkenntnisse zusammengefasst. Man erkennt, dass moderne

Automatikgetriebe sogar den Verbrauch von Handschaltgetrieben unterschreiten können. Die Familienmitglieder ASG, USG und PSG liegen aber immer deutlich besser, da sie die hydraulischen Verluste des Automatikgetriebes nicht haben, vgl. auch noch einmal Figur 208 und Figur 210. Eingetragen sind in Figur 212 ebenfalls drei im Feld befindliche automatisierte Schaltgetriebe mit Komponenten der Firma LuK.

Die XSG Familie ist dadurch

- günstig in Kosten und Gewicht,
- unübertroffen im Wirkungsgrad
- und hat damit besten Verbrauch.

Über eine längere Zeit schien das Handschaltgetriebe gegenüber den Automatikgetrieben immer mehr an Boden zu verlieren. Amerika und Japan sind Beispiele, wo moderne Automaten die Handschalter fast vollständig verdrängt haben. Europa koppelte sich von dieser Entwicklung ab. Die Automatikgetriebe setzten sich nur in den oberen Klassen durch, Käufer kleinerer Fahrzeuge bevorzugten nach wie vor den Handschalter wegen Fahrspaß, Kosten, Verbrauch oder Leistung.

Tatsächlich verbrauchen Automatikgetriebe, wie in dieser Vortragsreihe wiederholt angesprochen wird, deutlich mehr Kraftstoff und passen deshalb nicht so richtig in die Szenarien, die im Kyoto-Protokoll angedeutet werden.

Deshalb laufen bei allen Herstellern Anstrengungen, den guten Wirkungsgrad von Stirnradgetrieben, wie sie in Handschaltern eingesetzt werden, mit dem Komfort eines Automatikgetriebes zu verbinden oder zumindest einen akzeptablen Kompromiss zu erreichen. Und genau hier rückt die gute alte Kupplung plötzlich wieder in den Mittelpunkt des Interesses, und das von zwei Stoßrichtungen. Die eine strebt an, dem Handschaltgetriebe durch Automatisierung den nötigen Komfort zu geben, die andere versucht, die Verluste des Automatikgetriebes zu reduzieren, zum Beispiel indem der Wandler durch eine ölgekühlte Anfahrkupplung ersetzt wird.

Im Folgenden wird über neue Entwicklungstrends bei Kupplungen berichtet, die für die Automatisierung der Kupplung von Bedeutung sind. Die Beschränkung auf trockene Kupplungen wurde bewusst gewählt, weil nur dadurch die letzte Reserve an Wirkungsgrad herausgeholt werden kann. Dies wird in detailliert betrachtet.

Die Lebensdauer und Verschleißreserve muss weiter steigen, damit die bei Automatikgetrieben gewohnte Fahrzeuglebensdauer sicher erreicht wird, auch dann, wenn die Kupplung aus Komfortgründen mit geringem Schlupf betrieben wird. Rupfen, oder genauer jede Art von Momentenanregung, die eine rutschende Kupplung verursachen kann, muss weiter reduziert werden. Eine Aufgabe, die nicht nur für trockene Kupplungen gilt, sondern auch bei Nasskupplungen wegen der Ölalterung eine besondere Herausforderung darstellt.

Bei automatisierten Systemen wird eine genaue Regelbarkeit gefordert, also genügend große Empfindlichkeit bei geringen Hysteresen. Und nicht zuletzt soll die Betätigungsarbeit möglichst gering sein. Gerade diese Eigenschaft dürfte der Schlüssel sein für die Entscheidung, ob komfortable Systeme mit Kupplungen realisiert werden können.

Denn je kleiner die Betätigungskraft ist, mit der eine Kupplung moduliert werden kann, desto eher erscheint es möglich, Drehmomentenschwankungen, die von der Kupplung direkt oder indirekt hervorgerufen werden, herauszuregulieren. Dass dies in Zukunft erforderlich sein dürfte, deutet sich bei den wirkungsgradoptimierten Antriebssträngen an, die selbst fast keine Dämpfung mehr besitzen. So können bereits Momentenschwankungen von 1 Nm, hervorgerufen durch geringste Reibwertschwankungen oder geometrische Ungenauigkeiten, rupfähnliche Erscheinungen bewirken. Bezogen auf ein Motor-moment von zum Beispiel 400 Nm bedeutet dies eine Ungenauigkeit des Moments von nur 0,25%. Mit rein mechanischen Maßnahmen lassen sich diese Momentenschwankungen kaum noch reduzieren. Hier werden große Hoffnungen auf schnelle Aktoren gesetzt, mit denen diese kleinen Momentenschwankungen herausgeregelt werden können. Weiter ist zu erwarten, dass kleine Betätigungskräfte an den Kupplungen Kosten und Bauraum für die Aktoren sparen werden.

Möglicherweise werden auch neue Aktorkonzepte denkbar. Bereits in der Vergangenheit war der Übergang von hydraulischer Aktuatorik auf elektromotorische Betätigung nur möglich, weil durch Kraftabsenkung an der Kupplung, hauptsächlich durch die SAC, der Weg bereitet wurde.

Figur 213 vergleicht den konstruktiven Aufbau dieser SAC mit einer konventionellen Kupplung. Wesentliches Merkmal ist ein Rampenring, der die Verschleißnachstellung bewirkt in Kombination mit einer Sensortellerfeder zur Auslösung des Nachstellmechanismus. Eine genaue Beschreibung findet sich in.

Figur 214 vergleicht die Ausrückkräfte einer konventionellen Kupplung, bei der über den Belagverschleiß die Betätigungskraft am Kupplungspedal zunimmt mit der SAC. Hier brachte die SAC einen entscheidenden Fortschritt. Die Ausrückkräfte bleiben näherungsweise konstant über der Lebensdauer, weil die interne Verschleißnachstellung den Tellerfederwinkel konstant hält.

Selbst im Neuzustand lassen sich niedrigere Kräfte realisieren. Wenn auf die Form des Kraftverlaufs keine Rücksicht genommen werden muss, weil der Fuß des Fahrers durch eine Aktorik ersetzt wird, lässt sich die Kraft weiter reduzieren.

Die SAC ist inzwischen weit verbreitet. Ihr Anteil wird 2003 voraussichtlich 40% der LuK Kupplungsproduktion in Europa ausmachen (Figur 215). Diese Entwicklung wird gefördert durch die rasanten Steigerungen der Drehmomente, insbesondere bei Dieselmotoren. Mit einer normalen Kupplung wären viele moderne Fahrzeuge kaum noch komfortabel mit Fußkraft zu betätigen.

Dem Abbau der Kräfte direkt in der Kupplung ist deshalb stets der Vorzug zu geben. Darauf werden auch die folgenden Ausführungen beschränkt.

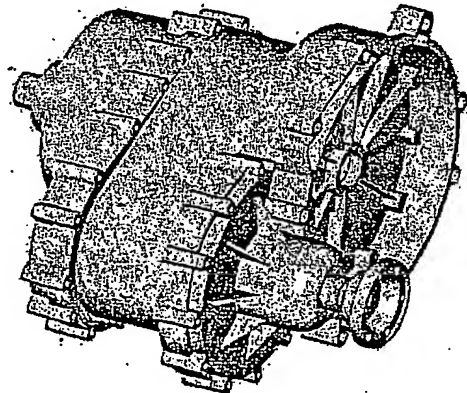
Vor wenigen Jahren wurde bei LuK mit der Entwicklung der SAC II begonnen, bei der die Sensorkraft nicht durch eine zusätzliche Sensortellerfeder erzeugt werden sollte, sondern durch die Blattfedern und speziell geformten Zungen an der Haupttellerfeder. Außerdem lassen sich damit flachere Betätigungskraftkennlinien erzeugen (Figur 217), was der Modulierbarkeit der Kupplung entgegenkommt.

Die Sensorkraft zum Erkennen des Belagverschleißes wird durch die aus der Tellerfeder herausgebogenen Zungen zusammen mit einer speziellen Blattfederkennlinie erzeugt (Figur 216).

Vorteilhaft wirkt sich bei der SAC II ein Anstieg der Sensorkraft über dem Ausrückweg aus. Dies erlaubt flache Betätigungskraftkennlinien.

Reibwerte sind großen Schwankungen unterworfen, die von den Umgebungsbedingungen und auch der vorangegangenen Belastung abhängen. Da eine Kupplung unter allen Bedingungen sicher funktionieren muss, werden Sicherheitsfaktoren aufgeschlagen, um ein Rutschen der Kupplung auch bei niedrigen Reibwerten zu verhindern.

Dies bedeutet aber, dass die Kupplung im Normalfall überdimensioniert ist. Und genau dies ist der Ansatzpunkt für die folgenden Betrachtungen.



Figur 218 zeigt die Häufigkeitsverteilung der Kupplungsmomente über dem Sicherheitsfaktor S (= übertragbares Moment / maximales Motormoment). Darin sind alle Einflussparameter auf den Reibwert berücksichtigt, wie zum Beispiel Temperatur, Lebensdauer und Verschleiß. Demnach wird die Kupplung meist etwa das 1,5- bis 2-fache Motormoment übertragen können.

Die Auslegung wurde so gewählt, dass auch in ungünstigsten Fällen noch die Übertragungsfähigkeit gewährleistet bleibt. Die Häufigkeitsverteilung darf sich also nicht unter einer Übertragungssicherheit von $S = 1,0$ erstrecken. Bei einer richtig ausgelegten Kupplung wird also die Häufigkeitsverteilung bei $S = 1,0$ "enden", wie in Figur 218 gezeigt.

Da die Variation des Kupplungsmomentes in erster Linie von den veränderlichen Reibwerten abhängt, kann auch näherungsweise eine Skala mit Reibwerten angegeben werden. Es lässt sich jetzt ablesen, dass bei einem Reibwert von 0,2 die Kupplung gerade noch das Motormoment überträgt. Bei einem

Reibwert von 0,27 wird das 1,35-fache Motormoment übertragen. Dies entspricht übrigens den üblichen Auslegungskriterien: Bei einem Auslegungsreibwert von 0,27 wird eine Rutschsicherheit von 1,35 verlangt.

Und jetzt beginnt das Gedankenexperiment:

Bräuchte man sich um die selten auftretenden Fälle mit Rutschsicherheit $< 1,35$ nicht zu kümmern, könnte die Häufigkeitsverteilung um 0,35 nach links verschoben werden (Figur 219): Der Reibwertmaßstab verschiebt sich dabei mit.

Dies ergibt eine Kupplungsauslegung, bei der die Anpresskraft um den Faktor 1,35 und damit auch die Betätigungskraft um fast 30% verringert ist, allerdings zum Preis der nicht ausreichenden Übertragungsfähigkeit für die relativ seltenen Fälle mit niedrigem Reibwert.

Liegt solch ein Fall vor, kann die Anpresskraft der Kupplung erhöht werden, indem an den Zungen der Tellerfeder gezogen wird. Die Kennlinie der Betätigungskraft wird also nach links zu negativen Kräften erweitert (Figur 220).

Selbstverständlich ist solch eine Kupplung für eine Fußkraftbetätigung nicht geeignet. Aber elektromotorische Aktoren können prinzipiell in beiden Richtungen Kraft aufbringen. Die Größe des Elektromotors hängt dabei im Wesentlichen von der maximalen Kraft ab, und die ist bei einer solchen Kupplung eben um den Faktor 1,35 geringer. Damit ist eine wirksame Kraftkompensation innerhalb der Kupplung erreicht. Besondere Aufmerksamkeit muss dann einem spielfreien Wechsel der Betätigungsrichtung von Druck nach Zug gewidmet werden.

Hat man sich erst einmal mit einem Wechsel der Betätigungskraft abgefunden, kann eine weitere Kraftabsenkung erzielt werden, indem das Minimum der Ausrückkraftkennlinie unter die Nulllinie abgesenkt wird (Figur 221). Es ergibt sich dann noch ein zweiter Nulldurchgang in der Betätigungskraftkennlinie, der allerdings außerhalb des Modulationsbereiches in der Lüftphase der Kupplung auftritt (Figur 222). Der ganze Betätigungsweg wird jetzt also in den Phasen Ziehen - Drücken - Ziehen oder Pull - Push - Pull durchlaufen. Daher auch der Name PPP-Kupplung.

Bei diesem Aufbau handelt es sich ebenfalls um eine kraftgesteuerte selbsteinstellende Kupplung, die jetzt aber nur noch eine ganz geringe Sensorkraft benötigt. Diese kann über die Blattfedern erzeugt werden. Eine Sensortellerfeder kann damit entfallen. Die Haupttellerfeder braucht auch nicht mehr die kompliziert angeformten Sensorzungen wie bei der SAC II. Die PPP-Kupplung ist deshalb von ihrem mechanischen Aufbau her denkbar einfach und ergibt dabei trotzdem kleinste Betätigungskräfte.

Allerdings müssen beim Betätigungssystem höhere Anstrengungen unternommen werden, um eine weitgehende Spielfreiheit beim Wechsel von Ziehen auf Drücken zu gewährleisten. Betätigungssysteme, die aus einer langen Kette von Einzelkomponenten bestehen, werden deshalb eher ungünstig sein. Gesucht wird nach einer möglichst direkten Anbindung des elektrischen Aktors an das Ausrücklager.

Einen idealen Aufbau stellt der elektrische Zentralsrucker EZA dar, ein Hohlwellenmotor mit Federbandgetriebe. Das Federbandgetriebe besteht aus einem aufgewickelten Federband geringer Dicke (Figur 223).

Rollen, die zwischen den Federwicklungen laufen, erzeugen pro Umdrehung einen axialen Vorschub, der der Dicke des Bandes entspricht. Die Funktion ist also ähnlich einer Schraube, aber mit sehr kleinem Vorschub und das auch noch mit geringster Reibung, bedingt durch die wälzgelagerten Rollen.

Dieses Getriebe ist deshalb geradezu geeignet in Kombination mit einem Hohlwellenmotor, bei dem viele Motorumdrehungen in einen vergleichsweise geringen axialen Weg transformiert werden müssen (Figur 224).

Der Hohlwellenmotor besteht aus einem Rotor mit Magneten und einem Stator mit der Wicklung (Figur 225). Der bürstenlose Motor wird elektronisch kommutiert.

Besonders günstig bei diesem Konzept ist, dass der komplette EZA nicht mehr Bauraum benötigt als ein hydraulischer Zentralsrucker (Figur 226). Über diesen Aktor wird das Ausrücklager betätigt, das ebenfalls auf Zug-Druck ausgelegt sein muss.

Grundsätzlich wird ein Hohlwellenmotor ein höheres Massenträgheitsmoment haben als ein kleiner konventioneller Elektromotor.

Dadurch leidet die Verstellodynamik, weil ein Teil der Energie zum Beschleunigen des Rotors benötigt wird. Der Hohlwellenmotor wird deshalb auf möglichst kleine Drehzahlen ausgelegt, um diesem Einfluss entgegenwirken zu können.

Denkbar ist auch ein "Hülseausrucker" (Figur 227).

Durch Verdrehen der Hülse schraubt sich das Ausrücklager vor bzw. zurück. Die Verdrehung erfolgt über einen Hebel, der zum Beispiel über einen Spindelantrieb bewegt wird.

Eine der stark favorisierten zukünftigen Getriebetypen ist das Parallelschaltgetriebe (PSG) bzw. Doppelkupplungsgetriebe, das in einem anderen Beitrag genauer beschrieben wird.

Hier nur soviel: Das Getriebe hat zwei Eingangswellen, die unabhängig voneinander durch je eine Kupplung mit dem Motor verbunden werden müssen (Figur 228).

Bei Ackerschleppern gibt es Varianten mit einer unabhängigen Zapfwelle, bei denen ebenfalls Doppelkupplungen eingesetzt werden (Figur 229). Da bei diesen Anwendungen die Betätigungskraft nicht ganz so kritisch ist, können beide Teilkupplungen sogar mit derselben Tellerfeder angepresst werden.

Für Doppelkupplungsgetriebe geeignete Doppelkupplungen müssen sehr kompakt aufgebaut sein und über kleine Aktoren betätigt werden können.

Figur 230 zeigt eine Doppelkupplung in Verbindung mit einem Zweimassenschwungrad. Die beiden Kupplungen sind radial etwas verschachtelt, um eine kompakte Bauweise zu erreichen. Die größere der beiden Kupplungen wird man als Anfahrkupplung verwenden und mit den Gängen 1, 3 und 5 verbinden.

Eine kompaktere Einheit kann dann erreicht werden, wenn die Schwingungsisolation über Schlupfregelung erzeugt wird. In Verbindung mit zwei torsionsgedämpften Kupplungsscheiben ersetzt sie bei automatisierten Kupplungen das ZMS (Figur 231). Das Massenträgheitsmoment wird dadurch ebenfalls geringer und ergibt damit eine Kraftstoffverbrauchsreduzierung, die näherungsweise den Mehrverbrauch durch die Schlupfregelung kompensiert.

Um ein PSG vor Einbau in das Fahrzeug komplett prüfen zu können, sollte die Doppelkupplung ein Bestandteil des Getriebes sein. Die Montage an den Motor kann dann ähnlich wie bei Wandlerautomaten über eine Flexplate erfolgen.

Für besonders enge Bauräume ist auch ein Aufbau der beiden Kupplungen mit nur einem Deckel und einer Verschleißnachstellung denkbar (Figur 232). Der Verschleiß der beiden Kupplungen muss dann näherungsweise synchron verlaufen. Dies lässt sich dadurch erreichen, dass gegebenenfalls Anfahrvorgänge über den 2. Gang erfolgen. Da der Mehrverschleiß nur bei der geringer verschleißenden Kupplung erzeugt wird, verkürzt sich die Lebensdauer des Gesamtaggregates nicht.

Eine weitere Variante ist in Figur 233 gezeigt. Sie hat zwei getrennte Verschleißnachstellungen, die beidseitig eines Kupplungs deckels angeordnet sind.

Bei dieser Anordnung sind auch nur drei Gussreibpartner notwendig, weil die mittlere Masse von beiden Kupplungen genutzt wird. Diese Masse muss wegen der schlechteren Wärmeabfuhr dicker ausgeführt werden und erfordert gegebenenfalls eine Innenbelüftung.

Alle diese gezeigten Doppelkupplungskonzepte lassen sich mit den zuvor beschriebenen betätigungskraftreduzierenden Maßnahmen kombinieren.

Figur 234 zeigt eine Variante mit einem Doppel-EZA für drückende und ziehende Betätigung, ähnlich wie Figur 223 bis 226. Eine äußerst kompakte Einheit, die allerdings niedrigste Betätigungskräfte und damit alle denkbaren Kraftreduzierungsmaßnahmen erfordert. Nur dann werden die zwei aus platzgründen kleinen Hohlwellenmotoren in der Lage sein, über ein Federbandgetriebe die Kupplung zu betätigen.

Als weitere Alternative bietet sich ein doppelter Hülsenausrücker an, der weniger Anforderungen an die Kupplung stellt, dafür aber zwei außerhalb angeordnete Aktoren benötigt (Figur 235).

Neue Getriebekonzepte, deren Hauptzielrichtung Kraftstoffeinsparung ist, setzen stark auf trockene Kupplungen, die den besten Wirkungsgrad versprechen. Forderungen nach kostengünstiger Aktorik

und schneller Regelbarkeit erfordern Kupplungen mit möglichst geringen Betätigungskräften. LuK zeigt Wege auf, mit denen diese Ziele erreicht werden können.

Ein besonderer Entwicklungsschwerpunkt liegt auf dem Gebiet der trockenen Doppelkupplungen. Es wurden verschiedene konstruktive Möglichkeiten vorgestellt.

Die Entscheidung, welchem Konzept der Vorzug gegeben wird, wird in Zukunft sicher stark von den Bauraumverhältnissen beeinflusst werden. Was für ein Projekt ideal erscheint, kann für die nächste Anwendung bereits ungeeignet sein.

Deshalb entwickelt LuK für verschiedene Doppelkupplungsprojekte maßgeschneiderte Lösungen.

Mit der Einführung des elektronischen Kupplungsmanagements (EKM), beispielsweise in der Mercedes A-Klasse, wurde auch schnell der Wunsch nach der Automatisierung der Schaltung laut. Das LuK ASG ist das erste automatisierte Schaltgetriebe mit elektromotorischer Schaltung in Add-on-Bauweise. Erstmals wird das System im Opel Corsa Easytronic® eingesetzt. Dabei waren Opel und Bosch an der Entwicklung beteiligt.

Für diese erste Generation wurde die Aktorik an vorhandene Getriebe angepasst, die Schnittstellen zur Betätigungseinrichtung wurden einschließlich der hydraulischen Strecke übernommen. Dieses Konzept kommt dem Wunsch nach Modularität entgegen, bewährte Fertigungseinrichtungen konnten einfach erweitert werden.

Figur 236 zeigt die beiden Aktormodule. Der Kupplungsaktor bildet mit dem Steuergerät eine Einheit. Zum Einsatz kommt ein hydraulischer Zentralausrücker. Das Einlegen der Gänge übernimmt ein Aktor mit zwei Motoren. Das Wählen erfolgt durch Verschieben, das Schalten durch Verdrehen.

Bei der Neuentwicklung eines Getriebes ist zukünftig eine stärkere Integration möglich, da die Automatisierung von Anfang an berücksichtigt werden kann.

Die Basisanforderungen für die Kupplungsaktorik lassen sich zunächst vom Handschaltgetriebe ableiten. Hier sind es die Vorgänge Anfahren, Schalten und Anhalten.

Das Anfahren - insbesondere auch beim Rangieren - erfordert feinfühliges Dosieren der Kupplung. Dies muss in Abhängigkeit von den jeweiligen Betriebszuständen erfolgen, unterscheidet sich doch z. B. eine Berganfahrt von einer Anfahrt in der Ebene erheblich.

Bei den Schaltvorgängen muss das Kupplungsmoment zunächst abgebaut werden, um dann nach dem Einlegen des neuen Ganges wieder aufgebaut zu werden. Damit eine solche Schaltung komfortabel wird, muss dies zum einen sehr präzise und exakt erfolgen, zum anderen aber auch mit der entsprechenden Dynamik, um die Schaltung zügig abzuschließen.

Das normale Anhalten schließlich stellt im Wesentlichen weniger Anforderungen an die Genauigkeit. Bei einer Notbremsung beispielsweise oder einem Haltewunsch unmittelbar während einer Anfahrt sind jedoch hohe Dynamikanforderungen vom Kupplungsaktor zu erfüllen.

Die Anforderungen an Genauigkeit, Dynamik und Lebensdauer werden zusätzlich durch weitere Funktionen beeinflusst. Diese Funktionen werden durch die Automatisierung der Kupplung überhaupt erst möglich und erhöhen insbesondere den Komfort der Vertreter der XSG Familie:

- Adaptionroutinen laufen ab, um den Betriebszustand des Antriebsstrangs exakt zu erfassen
- Kriechen des Fahrzeugs für leichtes und komfortables Rangieren
- Schlupfregelung zur Schwingungsdämpfung bei Fahrzeugen ohne ZMS

Der derzeit erfolgreich eingesetzte Kupplungsaktor aus Figur 236 ist je nach Kupplungsgröße auf ein maximales Motormoment von 300 Nm ausgelegt. Der zukünftige Ausbau der XSG Familie wird jedoch auch größere Motoren einschließen.

Das bisher begrenzende Element ist im Wesentlichen das Schneckengetriebe. Es wird daher in der nächsten Generation durch ein neues Übersetzungsgetriebe abgelöst. Verschleißraten und Festigkeiten des Getriebes müssen für die höheren Ausrückkräfte geeignet sein - insbesondere für das Parallel-Schalt-Getriebe (PSG).

Das Sicherheitskonzept der XSG Familie verlangt selbsthemmende Eigenschaften. Im Folgenden werden beispielhaft zwei Wirkprinzipien vorgestellt:

- eine Spindel mit flächigem Kontakt zur Mutter,
- das in im Zusammenhang mit dem elektrischen Zentralausrucker (EZA) vorgestellte Prinzip des Federbands.

Beide Prinzipien arbeiten ohne hydraulische Strecke. Die Kräfte können über Hebel oder konzentrisch zur Eingangswelle mit Rampen auf das Ausrücklager übertragen werden. Dies ergibt die folgenden Kombinationen:

	Spindel	Federband
konzentrisch	RCA	EZA
Hebel	externer Ausrücker	

Im Folgenden werden RCA und eine Variante eines externen Ausrückers beispielhaft vorgestellt.

Der mechanische Zentralausrucker (MZA) ersetzt das hydraulische Ausrücksystem. Rampen oder Kugelrampen wandeln eine Rotationsbewegung um die Eingangswellen des Getriebes in die axiale Ausrückbewegung um. Figur 237 zeigt die Darstellung eines solchen Ausrückers, wie er beispielsweise in vorgestellt wird.

Die Kombination des MZA mit einem Spindelantrieb und einem Seilzug ergibt einen Kupp-

lungsaktor für die XSG Familie, den Robotized Clutch Actuator (RCA), (Figur 238). Dabei wird die Drehbewegung des Elektromotors direkt auf eine Spindel übertragen. Auf dieser Spindel läuft verdrehgesichert eine Mutter, die mit einem Seilzug verbunden ist. Das Ziehen am MZA erzeugt die Ausrückbewegung.

Mit einem bürstenlosen Motor lässt sich ein solches System auch in die engen Bauräume verschiedener der Kupplungsglocken einsetzen. Figur 239 zeigt ein Beispiel.

Der RCA erhöht die maximale Ausrückkraft sowie die Dynamik gegenüber dem in Figur 236 gezeigten Kupplungsaktor erheblich. Weiteres Potenzial ergibt sich durch Einsatz einer Kompensationsfeder.

Die Kupplungsbetätigung mit einem Hebel gibt es schon wesentlich länger als den hydraulischen Zentralausrücker. Ein Aktor mit Federbandgetriebe oder einer Spindel übernimmt für die XSG Familie die Funktion des Kupplungsgeberzylinders.

Figur 240 zeigt die Darstellung eines externen Federbandausrückers. Mit der Drehung eines bürstenlosen Motors wird ein Federband auf- bzw. abgespult. Dadurch entsteht die axiale Bewegung analog zum in dargestellten elektrischen Zentralausrücker (EZA).

Eine Hebelmechanik überträgt diese Bewegung direkt auf das Ausrücksystem. Figur 241 zeigt eine Anordnung für ein PSG-System. Hier werden mit zwei Hebeln zwei Kupplungen betätigt. Die Anordnung der beiden Hebel einander gegenüber ermöglicht die gewünschte kurze Bauform.

Durch die Optimierung der gesamten Übertragungskette vom bürstenlosen Motor bis zur SAC können Momente bis ca. 900 Nm bedient werden.

Startpunkt für die Überlegungen zur Getriebeaktorik ist die in Figur 236 gezeigte Serienlösung. Hauptziele für aktuelle Entwicklungen sind Bauraumreduktion, Modularität und Integration.

Zur Integration der Aktorik in das Getriebe wird u. a. der Einsatz von Schaltwalzen untersucht. Der Antrieb erfolgt mit einem Elektromotor. Damit ist der Aufwand gegenüber der in Figur 236 gezeigten Schaltwähl-Aktorik reduziert.

- Der hohe Aufwand durch die Eingriffe in die Getriebekonstruktion ist nur bei einer hundertprozentigen Automatisierung gerechtfertigt.
- Die freie Gangwahl ist beim Einsatz einer Schaltwalze nicht gegeben, die Gangfolgen sind zwangsweise sequenziell.

Der zuletzt genannte Punkt kann weitgehend umgangen werden, wenn zwei Schaltwalzen eingesetzt werden. Figur 242 zeigt beispielhaft eine Lösung mit einem externen Antrieb der Schaltwalzen. Die Übersetzung wird mit jeweils zwei Stirnradstufen erreicht.

Eine Integration der Motoren in das Innere der Schaltwalzen reduziert den benötigten Bauraum (siehe Figur 243). Die kleinere Bauform der bürstenlosen Motoren kommt dem entgegen. Die Übersetzung wird durch innen liegende Planetenstufen erreicht. Die gesamte Schaltwalzeneinheit mit den innen lie-

genden Motoren kann vor dem Einbau getestet werden. Sie wird direkt in das Getriebe zwischen die Gehäusewände montiert.

Mit dieser Doppelschaltwalze sind aber genauso zwei Motoren notwendig wie mit der normalen Schalt-Wähl-Aktorik, wobei beide Motoren die Schaltkräfte aufbringen müssen. Deshalb erscheint der Einsatz einer aufwändigen Doppelschaltwalze bei einem PSG eher sinnvoll als im ASG. Die zwei Ganggruppen des PSG-Getriebes können mit je einer der beiden Schaltwalzen unabhängig voneinander betätigt werden.

Dies ist aber auch mit dem im Folgenden vorgestellten, neu entwickelten Konzept möglich, mit zusätzlichen Vorteilen.

Die Forderung nach Modularität wird von den bisher bekannten Konzepten nur unzureichend erfüllt. Die Vision ist, sowohl einen Handschalter als auch die Vertreter der XSG Familie mit ein und demselben Konzept zu betätigen.

Durch Analyse und Abstraktion der unterschiedlichen Bewegungen während des Schaltvorganges bekannter Getriebebetätigungen ergeben sich ganz neue Lösungsansätze.

Bei einem Handschalter oder einem ASG mit Schalt-Wähl-Aktorik laufen drei Aktionen in einer festen Reihenfolge ab.

- Gang auslegen
- Wählen
- Gang einlegen

In der Abfolge **Auslegen – Wählen – Einlegen** ist es zwingend, dass das Auslegen vor dem Einlegen erfolgen muss. Die Wählbewegung hingegen könnte beispielsweise auch vor der Auslegebewegung erfolgen.

Um dies zu ermöglichen, bedient man sich eines Tricks. Er besteht darin, dass zusätzliche Geometrien eingeführt werden. Diese befinden sich zum einen an der zentralen Schaltwelle, zum anderen am Schaltmaul. In Kapitel *Geometrien und Modularität* werden Details gezeigt.

Diese zusätzlichen Geometrien übernehmen die Funktion des Auslegens. Der nach wie vor vorhandene Schaltfinger ist nur noch für das Einlegen der Gänge zuständig.

Die Auslegegeometrien wirken in Gassen, in denen der Schaltfinger nicht aktiv ist. Die feste Zuordnung zwischen Schaltfinger und Auslegegeometrie stellt dabei gleichzeitig eine aktive Gangsperre dar. Aus diesem Grund hat die konstruktive Umsetzung dieses Ansatzes den Namen **Active Interlock**.

Der Clou ist, dass bei Active Interlock der Schaltfinger auch bei eingelegtem Gang in die Mittelposition zurückbewegt werden kann, ohne den Gang auszulegen. Eine Wählbewegung wird möglich, bevor der Gang ausgelegt wird.

In allen Gassen, in denen der Schaltfinger nicht positioniert ist, wirkt eine Auslegegeometrie. Sie legt den alten Gang aus, unmittelbar bevor ein neuer Gang vom Schaltfinger eingelegt wird.

Figur 244 zeigt eine Kaskade für eine Schaltung mit Gassenwechsel. In der Ausgangsposition ist zuvor der 2. Gang vom Schaltfinger eingelegt worden. Für einen Gangwechsel wird der Schaltfinger in die Mittelstellung zurückbewegt, ohne dass die Schaltschiene für den 1. und 2. Gang bewegt wird. Aus dieser Position heraus wird in die Gasse 3/4 gewählt. Dabei bleibt der 2. Gang nach wie vor eingelegt. Durch die nun folgende Drehung der zentralen Schaltwelle wird zunächst über die Auslegegeometrie der 2. Gang ausgelegt. Im weiteren Verlauf der Drehung legt der Schaltfinger den 3. Gang ein.

Eine 4 → 2 Rückschaltung hat einen analogen Ablauf, wobei in diesem Fall die Schaltrichtung für beide Gänge die gleiche ist. Figur 245 zeigt den Ablauf. Der 4. Gang ist vom Schaltfinger eingelegt.

Die zentrale Schaltwelle dreht sich in die Mittelstellung zurück. Die anschließende Wählbewegung in die Gasse 1/2 kann beispielsweise während des Öffnens der Kupplung geschehen. Die folgende Drehung der Schaltwelle wird über die Auslegegeometrie zuerst den 4. Gang auslegen und in der gleichen Bewegung dann den 2. Gang einlegen.

Der Ablauf bei doppeltem Gassenwechsel ist prinzipiell gleich. Solche Gassenwechsel sind bei den automatisierten Schaltgetrieben der XSG Familie häufiger als bei einem Handschaltgetriebe. Auf Grund der verbrauchsoptimierten Schaltkennlinien wird in einem möglichst hohen Gang gefahren. Mit dieser Charakteristik sind häufig Mehrfachrückschaltungen gefordert, die der Fahrer durch spontanes Betätigen des Gaspedals anfordert. Hier haben Systeme mit einer Schaltwalze deutliche Nachteile.

Als Beispiele zeigt Figur 246 Zugkraftverläufe von Rückschaltungen mit den unterschiedlichen Systemen.

Zum Vergleich ist der Momentenverlauf einer 5 → 2 Schaltung eines ASG mit konventioneller Schalt-Wähl-Aktorik gezeigt. Deutlich länger fällt die Zugkraftunterbrechung bei dem System mit Einfach-Schaltwalze aus. In diesem Fall handelt es sich um eine 5 → 3 Schaltung.

Beim Active Interlock ist die Schaltung gegenüber dem konventionellen System durch den Wegfall der Wählzeit merklich verkürzt. Die Reduktion der Zeit der Zugkraftunterbrechung wird ohne Erhöhung der Synchronkräfte erreicht.

Active Interlock ist die einfachste Lösung für die Betätigung eines PSG. Auf Grund der aktiven Verriegelung und der Möglichkeit, bei eingelegtem Gang zu wählen, können beide Teilgetriebe eines PSG mit einer Active Interlock-Aktorik bedient werden. Dabei sind Auslegegeometrien und Schaltfinger so zueinander angeordnet, dass sie jeweils für ein Teilgetriebe wirken.

Die in Figur 247 gezeigte zentrale Schaltwelle hat in der Mitte einen Schaltfinger und zwei Auslegegeometrien, die in einem Abstand entsprechend einer Gassenbreite angebracht sind. Die Schaltschie-

nen gleicher Farbe bilden eine Ganggruppe, gerade und ungerade. In jeder Position des Schaltfingers wirkt eine Auslegegeometrie auf die andere Schaltschiene der gleichen Gruppe.

Damit ist sichergestellt, dass innerhalb jeder Gruppe immer nur ein Gang geschaltet ist. Zeitgleich können jedoch je ein Gang der beiden Gruppen (ein gerader und ein ungerader Gang) geschaltet sein. Wird ein Gang einer Gruppe ein- oder ausgelegt, bleibt in der anderen Gruppe alles unverändert.

Die Anordnung in Figur 247 zeigt die einfachste Anordnung. Sind zwischen den Schaltschienen größere Abstände, wird ein zweiter Schaltfinger ergänzt (wie in allen Varianten in Figur 252).

Figur 248 zeigt einen Active Interlock-Aktor für Anwendungen bei Fahrzeugen mit Heckantrieb. Das Modul wird seitlich angeflanscht.

Die zentrale Schaltwelle besitzt für diesen Anwendungsfall einen Schaltfinger und zwei Auslegegeometrien. Diese sind auf der Schaltwelle beweglich angeordnet und werden beim Wählen auf der rechteckigen Schaltwelle verschoben. Damit baut diese Aktorik sehr kompakt.

Ein bürstenloser Motor dreht über eine doppelte Planetenradstufe und ein Zahnsegment die Schaltwelle. Ein zweiter treibt eine Spindel an, die Schaltfinger und Auslegegeometrie verschiebt.

Mit Active Interlock wurde gezeigt, dass man für den Anwendungsfall PSG zwei Teilgetriebe unabhängig voneinander schalten kann. Daraus resultiert die Frage, ob noch weitere Betätigungsaufgaben mit dem Aktor erfüllt werden können. In der Tat ist es denkbar, die für ein PSG-System oft geforderte Parksperre auch mit dem Active Interlock-Getriebeaktor zu betätigen.

Dazu wird zwischen die beiden oberen und die beiden unteren Schaltschienen aus Figur 247 eine weitere ergänzt. Diese betätigt eine Parksperre, ein Beispiel findet sich in.

Mit Active Interlock steht ein System zur Verfügung, das sowohl für ASG- als auch für PSG-Systeme eingesetzt werden kann. Der Unterschied besteht lediglich in Größe, Anzahl und Anordnung von Schaltfingern bzw. Auslegegeometrien. Die neuartigen Schaltmäuler sind für ASG und PSG gleich.

Die Grundformen sind in Figur 249 gezeigt. Der eine Schaltfinger ist für das Einlegen der Gänge verantwortlich. Die andere Geometrie übernimmt das Auslegen der Gänge. Je nach Betätigungsrichtung wirken unterschiedliche Abschnitte, um die Schaltschienen in die

Neutralposition zu bewegen. Die Kreisflächen schließlich bilden den Sperrzylinder. Dieser hat dieselbe Funktion wie bei den bekannten Lösungen für Handschaltgetriebe.

Ein Ausführungsbeispiel eines Active Interlock-Getriebeaktors zeigt Figur 250.

Die Schnittstellen für die Montage sind beim Handschalter und automatisierten Getriebe identisch. Das Gegenlager für die zentrale Schaltwelle wird ggf. vom Getriebeaktor mit verwendet. Mit den in gezeigten bürstenlosen Motoren ergeben sich sehr kompakte Aktoren. Der Getriebeaktor hat in der Regel keinen größeren Bauraumbedarf als das Handschaltmodul (siehe auch Figur 252).

Durch Einsatz der Inkrementalwegmessung – sowohl für die elektronische Kommutierung der Motoren als auch für die Positionsbestimmung der Getriebeaktorik – sind zusätzliche Sensoren oder Eingriffe ins Getriebe überflüssig.

Im Fall eines manuell betätigten Getriebes wird die neue Schaltmaulgeometrie aus Figur 249 mit einem breiten Schaltfinger kombiniert, wie in Figur 251 gezeigt.

Damit ist auch die Handschaltvariante ein Teil des modularen Systems. Die einzelnen Varianten sind in Figur 252 nebeneinander dargestellt:

- links eine Variante für das Handschaltgetriebe,
- in der Mitte die ASG-Variante,
- rechts die Ausführung für ein PSG.

Die beiden linken Varianten in Figur 252 können im gleichen Getriebe eingesetzt werden. Durch die Verwendung gleicher Schnittstellen für Handschaltgetriebe und die Mitglieder der XSG Familie bieten die Konzepte höchste Flexibilität bei der Planung der Fertigungseinrichtungen.

Mit RCA, dem externen Hebelausrücker und dem EZA stehen maßgeschneiderte Kupplungsbetätigungen für verschiedene Getriebe zur Verfügung. Diese Aktoren können Kupplungen mit hohen Momenten bei geringem Bauraumbedarf und hoher Dynamik bedienen. Ein wesentlicher Baustein ist – wie auch beim Getriebeaktor – der Einsatz bürstenloser Motoren.

Active Interlock ist eine kompakte und universelle Getriebebetätigung für die XSG Familie. Ein erster ASG-Prototyp beweist die Vorteile des Funktionsprinzips eindrucksvoll. Dies zeigt sich in dem positiven Feedback von zahlreichen Testfahrten. Active Interlock fließt derzeit in erste Serienprojekte ein.

Erst durch den Einsatz von Elektronik und Software wird die Mechanik zum „mechatronischen System“. Dieses in den letzten Jahren viel genutzte Schlagwort bedeutet eigentlich nur, dass an die Stelle einer separaten Betrachtung von Mechanik, Elektronik und Software ein integriertes Konzept tritt, das über alle Komponentengrenzen hinweg optimiert wird. So ermöglichen es erst intelligente Strategien, bestimmte Sensoren einzusparen, wie z. B. den Getriebeeingangsdrehzahlsensor und den Ausrückwegsensensor in der Kupplungsglocke. Die Software macht die Fertigungstoleranzen der Handschaltgetriebe beherrschbar. Intelligente Algorithmen lernen am Bandende diese Toleranzen, um sie dann im darauffolgenden Regelbetrieb zu berücksichtigen. Schließlich können auch nur bei Betrachtung des Gesamtsystems bestimmte Anforderungen der Software an die Mechanik umgesetzt werden. Ein Beispiel ist das Anpassen der Kupplung an die Anforderung der Steuerung.

Stirnradgetriebe (XSG) sind dadurch gekennzeichnet, dass sie ein Basisgetriebe, eine Kupplung, einen Kupplungsaktor, einen Getriebeaktor und eine Elektronik umfassen. Jede einzelne dieser Komponenten erfüllt eine spezifische Aufgabe und ist für diese optimiert.

Erst in ihrem Zusammenspiel, das die Software ermöglicht und koordiniert, werden die Einzelkomponenten zu einem System, siehe Figur 253.

Durch die Entwicklung von Strategien und ihre Umsetzung in Software kann man statt einzelner Komponenten eine komplette Triebstrangautomatisierung anbieten. So muss sich der Kunde nicht um die Koordination und Integration von Teilkomponenten kümmern, sondern kann sich auf das Anpassen des Systems an das Fahrzeug konzentrieren.

Auch diesem Schritt des Übergangs vom Komponenten- zum Systemlieferanten, der in der Automobilindustrie unverändert stark anhält, trägt LuK durch die hausinterne Softwareentwicklung Rechnung.

Wie oben beschrieben soll die Software alle Teilkomponenten zu einem XSG-Gesamtsystem zusammenführen. Dieses befindet sich wiederum im Gesamtzusammenhang des Fahrzeugs bzw. dessen Triebstrangs. Daraus folgt selbstverständlich, dass derjenige, der Software schreibt, alle Teilkomponenten, deren Zusammenspiel, aber auch das übergeordnete System „Triebstrang“ im Detail verstanden haben muss. Letztendlich bestimmt das Maß an Systemverständnis die Qualität der Strategien und der Software.

Mit Software wird seit langem, insbesondere aber seit der Verbreitung von Windows-Rechnern, eine gewisse Unzuverlässigkeit assoziiert. Genau dies ist es aber, was bei Software im Automobil-Bereich nicht akzeptabel ist. So ist der zweite wichtige Grundsatz der Softwareentwicklung die Robustheit. Letztendlich muss die Software in allen Fahrzeugen und mit allen Komponenten über die gesamte Lebensdauer und in jeder Situation funktionieren.

Das bedeutet zunächst, dass die Software selbst keinen Fehler enthalten darf, der zu einer Fehlfunktion des Systems führt.

Des weiteren müssen die Strategien so gestaltet sein, dass sie sowohl über alle Toleranzen hinweg als auch über alle anderen Schwankungen - etwa Reibungs- oder Leistungsänderungen der Motoren - einwandfrei funktionieren. Auch Veränderungen während der Lebensdauer sind zu berücksichtigen.

Schließlich muss die Software in jeder unerwarteten Situation richtig funktionieren, was ebenfalls sorgfältige Überlegung verlangt.

Wie in jeder technischen Anwendung erfordert aber die hohe Robustheit in einzelnen Fällen Kompromisse hinsichtlich der optimalen Funktion. Entscheidend ist dabei, dass der Fahrer sie nicht als störend empfindet.

Als Beispiel sei hier das Anfahren genannt, das idealerweise immer mit der gleichen Motordrehzahl erfolgen soll: Eine Strategie, die normalerweise die Anfahrtdrehzahl präzise einstellt, aber beim Zusammentreffen ungünstiger Bedingungen eine Abweichung von 500 Umdrehungen oder sogar ein Schwingen der Motordrehzahl erlaubt, wäre nicht akzeptabel. Deswegen wird eine robuste Strategie gewählt, die diese Fehler nicht zulässt. Sie darf dafür dann auch, etwa zwischen verschiedenen Fahrzeugen

bzw. in verschiedenen Situationen, eine Abweichung von z. B. 100 Umdrehungen von dem Idealwert haben, die der Fahrer in der Regel aber nicht bemerkt. Hier muss, wie überall in den Ingenieurwissenschaften, ein Kompromiss zwischen Genauigkeit und Robustheit gefunden werden, der im Zweifelsfall zugunsten der Robustheit ausfällt.

Gerade bei der Automatisierung des Triebstrangs spielt Sicherheit eine übergeordnete Rolle. Sicherheit bezieht sich dabei zum einen auf die eigentliche Softwarequalität, zum anderen aber auch auf die Funktion. Hier dürfen keine Kompromisse gemacht werden. Deshalb wird jede Funktion sorgfältig auf ihre sicherheitsrelevanten Aspekte geprüft. Die Schlupfregelung ist ein typischer Fall, in dem erst der Einsatz von Software es ermöglicht, eine Idee zu realisieren.

Die Grundidee der Schlupfregelung ist, den Triebstrang gegen die Schwingungsanregungen des Motors durch eine leicht schlupfende Kupplung zu isolieren. Neben verschiedenen mechanischen Problemen haben in der Vergangenheit vor allen Dingen unzureichende Möglichkeiten, die Kupplung anzusteuern, einen Einsatz der Schlupfregelung verhindert.

Die Steuerung hat zunächst die Aufgabe, einen optimalen Sollschlupf zu bestimmen. Dieser stellt einen Kompromiss aus notwendiger Schwingungsisolierung und zulässiger Verschleiß- bzw. Verbrauchserhöhung dar. Gerade hier müssen umfangreiche, insbesondere fahrzeugspezifische Untersuchungen und Simulationen durchgeführt werden.

Der zweite entscheidende Punkt ist, den berechneten Sollschlupf möglichst exakt einzustellen. Hierbei ist eine hohe Steuer- und Regelgüte notwendig, da Abweichungen nach unten zum Haften und damit zu akustischen Problemen (Anbrummen) führen können, Abweichungen nach oben aber aus Gründen des Verschleißes und des Verbrauchs vermieden werden sollten.

Ein Regler nimmt definitionsgemäß immer die Abweichung zwischen Soll- und Istgröße, um aus diesem „Fehler“ eine Stellgröße zu generieren (Figur 254a). Diese Stellgröße wiederum wirkt auf das zu regelnde System und soll den Fehler minimieren bzw. auf Null reduzieren.

Eine Steuerung dagegen nutzt lediglich den Sollwert als Eingang und generiert so - unter Kenntnis des zu regelnden Systems - eine Stellgröße, die im Idealfall den Sollwert fehlerfrei einstellt (Figur 254b). Zunächst wird hier ein möglicher Fehler zwischen Soll- und Istgröße nicht korrigiert. Um dennoch eine gute Qualität zu erreichen, wird das Verhalten des zu regelnden Systems beobachtet, in dem vorliegenden Fall das Gesamtfahrzeug mit Motor, Kupplung und Triebstrang. Mit dieser Information wird dann das Modell der Strecke, das die Steuerung intern benutzt, angepasst, um so mittel- und langfristige Änderungen der Strecke ausgleichen zu können.

Beide Verfahren haben einige Vor- und Nachteile, weswegen sie in der Praxis in der Regel auch parallel eingesetzt werden. Durch einen kleinen Regelanteil soll insbesondere erreicht werden, dass

- der Regler unter keinen Toleranzlagen oder Umweltsituationen instabil wird,

- sich Schwingungen oder Überspringen des Reglers nicht fühlbar äußern und
- der Geschwindigkeitsvorteil der Steuerung ausgenutzt wird..

Gleichzeitig muss natürlich darauf geachtet werden, dass möglichst viel Systemwissen eingesetzt wird, so dass bereits die Steuerung nur einen kleinen Fehler zulässt.

Im konkreten Fall der Schlupfregelung besteht das zu regelnde System im Wesentlichen aus Kupplung, Motor und Triebstrang. Der Fahrerwunsch wirkt als Stellgröße auf den Motor. Die Schlupfsteuerung beaufschlagt die Kupplung.

Um eine ausreichend gute Vorsteuerung darzustellen, erhält die Schlupfsteuerung neben dem Fahrerwunsch verschiedene weitere Informationen, insbesondere über den Motorzustand. Sie werden in einem Modell des zu regelnden Systems genutzt, um die notwendigen Steuergrößen korrekt berechnen zu können.

Umfangreiche Untersuchungen bei LuK haben gezeigt, dass bereits im Teilschlupf, wie er in Figur 255 dargestellt ist, eine ausreichende Schwingungsisolierung erreicht wird. Der Teilschlupf ist dadurch gekennzeichnet, dass sich auf Grund der Drehungleichförmigkeit des Verbrennungsmotors Haft- und Gleitphasen in der Zündfrequenz abwechseln.

Aus Verschleiß- und Verbrauchsgründen wird bei der Schlupfregelung ein möglichst niedriger Schlupf angestrebt. Seine untere Grenze ist durch die notwendige Schwingungsisolierung und die Regelgüte vorgegeben. Dabei soll ein Übergang ins Dauerhaften in jedem Fall vermieden werden. Gerade das wurde in der Vergangenheit als äußerst schwierig angesehen und niedrige Schlupfdrehzahlen deshalb weitgehend vermieden.

Zunächst wird der Momentenverlauf im Teilschlupf näher analysiert (vgl. Figur 255). Die Simulation zeigt, dass in den Momentenspitzen, also bei großer Vorwärtsbeschleunigung des Verbrennungsmotors, die Kupplung ins Rutschen gerät. Während des Rutschens ist somit das übertragene Moment auf das maximal übertragbare Moment der Kupplung beschränkt. Sobald die Drehunförmigkeit des Motors wieder zu einem Haften der Kupplung führt, sinkt das in den Triebstrang übertragene Moment vom übertragbaren Moment der Kupplung auf das innere Moment. Dieser physikalisch leicht nachvollziehbare Vorgang hat den Effekt, dass das mittlere übertragene

Moment unter dem übertragbaren Moment der Kupplung liegt.

Das im Teilschlupf übertragene mittlere Kupplungsmoment ist durch das Verhältnis von Schlupf- zu Haftdauer und die Momentenungleichförmigkeit des Motors bestimmt. Damit ergibt sich das in Figur 256 dargestellte physikalische Verhalten: Von Schlupfdrehzahl Null bis zum Übergang in den Vollschlupf (die Motorungleichförmigkeiten führen nicht mehr zu einem temporären Haften der Kupplung) steigt das mittlere übertragene Moment der Kupplung stetig an, um beim Übergang zum Vollschlupf das tatsächliche übertragbare Moment im herkömmlichen Sinne zu erreichen.

Wird dieses Moment als Reibwert interpretiert, kann von einem positiven „Reibwertgradienten“ im Teilschlupf ausgegangen werden, wobei der Gradient hin zu kleinen Schlupfdrehzahlen zunimmt. Ein im eigentlichen Sinne eventuell negativer Reibwertgradient wird durch den beschriebenen Effekt sogar kompensiert.

Diese wichtige Erkenntnis des positiven „Reibwertgradienten“ im Teilschlupf hat für die Schlupfregelung einen erheblichen Vorteil. Im Gegensatz zu dem bei Kupplungsbelägen gefürchteten negativen Reibwertgradient führt ein positiver Reibwertgradient nicht zum Rutschen, sondern stabilisiert vielmehr die einmal eingestellte Schlupfdrehzahl selbstständig: Sobald der Schlupf steigt, etwa durch ein geringfügig höheres Motormoment, erhöht sich auch das von der Kupplung übertragene Moment, wodurch sich der Schlupf wiederum verringert.

Dieser selbst stabilisierende Effekt kann außerdem dazu genutzt werden, im Teilschlupf einen schärfer eingestellten Regler einzusetzen, ohne dass dieser instabil wird. So ist es möglich, eine besonders hohe Reglergenauigkeit und eine schnelle Reaktion auf Störungen, etwa Momentenänderungen, sicherzustellen.

Auf Grund des zunehmend positiven „Reibwertgradienten“ lässt sich die Regelgüte soweit optimieren, dass Dauerhaftung weiterhin sicher vermieden werden kann.

Erst die sorgfältige Analyse des Verhaltens im Teilschlupf und das konsequente Nutzen dieser Erkenntnisse aus dem Gesamtsystemverhalten Motor-Kupplung-Triebstrang erlaubten es, eine Schlupfregelung mit hoher Güte und niedrigen Schlupfdrehzahlen darzustellen.

Die Kombination aus Steuerung und Regelung im Teilschlupf führt zu einer stabilen Strategie, die gleichzeitig sehr gute Ergebnisse liefert.

In Figur 257 ist eine Beispielmessung dargestellt. Die obere Figur zeigt den Verlauf von Motor- und Getriebeeingangsdrehzahl. Hier ist sehr gut zu erkennen, wie bei einem Back-Out, im Schubbetrieb, bei einem Tip-In und beim anschließenden Zugbetrieb die Schlupfdrehzahl eingestellt wird. Die Drehzahlabweichungen bei großen Lastwechseln verhindern Triebstrangschwingungen, ohne aber vom Fahrer akustisch wahrgenommen zu werden. So kann der Komfort bei Lastwechseln erhöht werden, ohne dabei die Agilität des Fahrzeugs zu beeinträchtigen.

Neben der guten Regelgüte wird deutlich, wie der Sollschlupf entsprechend dem Schlupfkennfeld bei höheren Drehzahlen reduziert wird. Sobald die festgelegte Motordrehzahl erreicht ist, wird bei völliger Schlupffreiheit das Kupplungsmoment auf eine Überanpressung erhöht.

Der untere Teil der Figur zeigt, wie sich das Kupplungssollmoment aus einem steuerungsabhängigen Teil und einem Regelungsanteil zusammensetzt. Entsprechend der gewählten Struktur überwiegt der Steuerungsanteil sehr deutlich. Darüber hinaus ist ab dem Zeitpunkt fünf Sekunden zu erkennen, wie

der Regelungsanteil kontinuierlich zugunsten des Steuerungsanteils kleiner wird. Hier sorgt die Adaption dafür, dass die Genauigkeit der Steuerung steigt und so der Regelungsanteil weiter sinkt.

Die hier beschriebene Schlupfsteuerung wurde bereits in einem Fahrzeug eingesetzt. Es zeigte sich, dass eine dem ZMS vergleichbare Schwingungsisolation erreicht wird. Gleichzeitig arbeitete die Steuerung stabil und zuverlässig über den Dauerlauf. Der Mehrverschleiß des Kupplungsbelages beläuft sich auf lediglich 0,2 bis 0,4 mm pro 100 000 km. Der Verbrauch bleibt im Wesentlichen unverändert, was auch Simulationen von Fahrzyklen zeigen. Dies lässt sich dadurch erklären, dass durch den Wegfall des ZMS die Massenträgheit des Motors reduziert werden konnte. Die so erreichte Verringerung der Beschleunigungsverluste gleicht den durch Schlupf bedingten, minimalen Mehrverbrauch aus. Für konkrete Fahrzeugprojekte müssen die Ergebnisse natürlich, je nach gewünschtem und notwendigem Fahr- und Sollschlupfprofil, verifiziert werden.

Naturgemäß kann die Kupplung als Anfahrlement durch Missbrauch vom Fahrer überlastet werden. Die von der Software geforderte Robustheit bedeutet, dass sie in dieser Situation das System besser als bei einem Handschalter schützt.

Ein wichtiges Beispiel ist das Fahren bzw. Anfahren am Berg. Bei einem typischen Anfahren am Berg mit einer automatisierten Kupplungsbetätigung erhöht sich zunächst die Motordrehzahl leicht, die Kupplung schleift. Erst wenn eine der Anfahrtdrehzahl angepasste Fahrgeschwindigkeit erreicht wird, schließt die Kupplung vollständig. Es kann aber vorkommen, dass das Fahrzeug mit schlupfender Kupplung einen Berg hinauffährt, wenn der Fahrer den Wagen mit leicht erhöhter Motordrehzahl, aber nur geringer Geschwindigkeit bewegt.

Um diesen Dauerschlupf zu vermeiden, imitiert die Kupplungssteuerung die „Strategie“ eines normalen Fahrers.

Sobald das Fahrzeug fährt, schließt die Kupplung langsam vollständig. Das bedeutet, dass das Fahrzeug mit niedriger Drehzahl den Berg hochfährt, ohne die Kupplung zu belasten. Diese Strategie ist in Figur 258 dargestellt.

Ein anderer, besonders kritischer Fall liegt vor, wenn das Fahrzeug durch Modulation des Gaspedals am Berg gehalten wird, wie es z. B. bei einer Staufahrt am Berg auftritt. So wird sich ein Fahrer mit einer fußbetätigten Kupplung in der Regel nicht verhalten, weil die Modulation über Gas- und Kupplungspedal relativ schwierig ist. Dagegen erleichtert eine automatisierte Kupplung das Halten am Berg.

Eine Strategie, diesen Missbrauch der Kupplung zu verhindern, ist in Figur 259 dargestellt. Nach einer bestimmten Zeit, etwa vier Sekunden, wird die Kupplung langsam rampenförmig geschlossen. Da der Fahrer das Gaspedal betätigt, also explizit einen Anfahrwunsch hat, und das Kupplungsmoment sehr langsam aufgebaut wird, kommt die Fahrzeugreaktion für den Fahrer nicht überraschend. Er kann an-

gemessen reagieren. Entweder kann er die Anfahrt fortsetzen oder durch Bremsen das Fahrzeug am Berg halten. Gleichzeitig erfährt und „lernt“ er die natürlichen Grenzen des Systems.

Diese beiden Beispiele zeigen, wie durch geeignete, relativ einfache Softwaremaßnahmen die Robustheit des Gesamtsystems gegen Missbrauch wesentlich erhöht werden kann.

Als Beispiel für die Sicherheitsüberlegungen, die ein Shift-by-wire-System, wie ein ASG- oder ein anderes XSG-System, erforderlich machen, kann die imfolgenden beschriebene Prozessorüberwachung dienen.

Der Mikroprozessor ist als zentrales Bauteil an allen Vorgängen in einem XSG beteiligt, sei es Gangauswahl, Motoreingriff oder Kupplungssteuerung. Aus diesem Grund kommt seiner Überwachung eine besondere Bedeutung zu, da bereits ein Einzelfehler zu gefährlichen Situationen führen kann. Um diese Situationen zu erkennen und zu entschärfen, wurde ein mehrstufiges Überwachungskonzept, das sogenannte „Intelligent Safety Monitoring“ (ISM), entwickelt.

Das ISM betrachtet vornehmlich eine Reihe von besonders kritischen Situationen, die sogenannten „Top-Events“. Deren Auftreten auf Grund eines Prozessorfehlers muss es sicher verhindern.

Die erste Frage, die sich bei der Entwicklung eines Überwachungskonzeptes stellt, ist die nach einem sicheren Zustand, in den das System überführt werden soll. Wird, wie es hier notwendig ist, von einem Prozessorfehler ausgegangen, gibt es bei einem Ausfall nur sehr beschränkte Reaktionsmöglichkeiten. Da unter Umständen die „Intelligenz“ des Systems ausgefallen ist, ist es sehr schwer oder gar unmöglich, auf verschiedene Fehlersituationen mit unterschiedlichen, vielleicht sogar komplexen Strategien zu reagieren. Die Überlegungen zu einem sicheren Zustand der Kupplung, die als wichtigstes Leistungsübertragungsglied im Triebstrang betrachtet werden muss, sind in Figur 260 dargestellt.

Als mögliche Reaktion auf einen Fehler kann ein Kupplungsaktor grundsätzlich **schließen**, **öffnen** oder in der augenblicklichen Position **stehen bleiben**. Andere Strategien, etwa verschiedene zeitliche Abläufe von Öffnen und Schließen, vielleicht sogar als Reaktion auf externe Signale, sind bei einem Prozessorausfall kaum darstellbar.

Für die möglichen Ausgangssituationen, also **Kupplung geschlossen**, **Kupplung in einer Zwischenstellung** oder **Kupplung geöffnet**, muss betrachtet werden, welche der drei oben genannten Reaktionen sicher ist.

Ist die Kupplung geschlossen, etwa als Wegrollsicherung (Top-Event: Fahrzeug steht am Berg bei stehendem Motor und eingelegtem Gang), ist das Schließen bzw. das geschlossen Bleiben die sichere Maßnahme. Dagegen kann das Öffnen der Kupplung zu einer für den Fahrer unerwarteten Reaktion, also dem plötzlichen Losrollen des Fahrzeugs, führen.

Ist die Kupplung dagegen geöffnet, ist Öffnen bzw. offen stehen bleiben die sichere Option. Ein für den Fahrer unerwartetes Schließen, etwa beim Warten an einem Zebrastreifen oder an einer Ampel (Top-Event), kann dagegen fatale Folgen haben.

Befindet sich die Kupplung in einer Zwischenstellung, kann, je nach konkreter Situation, das weitere Öffnen oder Schließen entweder sicher sein oder aber zu sehr kritischen Situationen führen. Hier erscheint das Halten der aktuellen Kupplungsaktorposition als sicherste Reaktion, da so der Fahrer nicht mit einer unerwarteten Fahrzeugaktion konfrontiert wird.

Es wird deutlich, dass das Stehenbleiben des Kupplungsaktors in allen Situationen die sicherste Option darstellt. Hier zeigt sich auch der Vorteil der von LuK favorisierten elektromotorischen Kupplungsaktorik, nämlich, dass beim Abschalten bzw. Stromlosschalten der Aktorik die Position unverändert bleibt und die Kupplung nicht, wie bei einem hydraulischen System, schließt oder öffnet.

Um die Anforderungen an ein Shift-by-wire-System zu erfüllen, wurde eine Überwachungsstruktur mit mehreren Ebenen entwickelt. Sie beruht im Wesentlichen darauf, dass sich verschiedene Softwareebenen sowie der eingesetzte Hauptprozessor und ein Überwachungsprozessor gegenseitig kontrollieren. Anhand der Darstellung in Figur 261 lässt sich das System sehr gut erläutern.

Der größte Teil der Überwachung läuft in den verschiedenen Softwareebenen im Hauptprozessor. Dementsprechend sind hier neben der eigentlichen Funktionalität für die ASG-Steuerung (Funktionsebene) verschiedene Überwachungsebenen implementiert. Als Hardware wird der Hauptprozessor (im heutigen ASG ein Infineon 80C167) und ein Überwachungsrechner (im heutigen ASG-System ein Motorola 68HC05) eingesetzt. Jeder dieser beiden Rechner kann bei Bedarf unabhängig vom anderen die Endstufen des XSG-Systems abschalten. Außerdem haben sie die Möglichkeit, am Steuergerät einen Reset auszulösen, um nach einem möglicherweise auftretenden Prozessorfehler das System neu zu initialisieren und eine Weiterfahrt zu ermöglichen.

Die Ebene 1 (Funktionsebene) beinhaltet die komplette Funktionalität im Normal- und Notbetrieb, also etwa die Kupplungssteuerung, die Gangauswahl oder den Motoreingriff.

Die Ebene 2 (Funktionsüberwachung) überwacht die Ebene 1. Dazu werden die Eingangssignale der Ebene 1 sowie die in ihr generierten Ausgangssignale eingelesen und auf Plausibilität geprüft. Es ist jedoch nicht die komplette Funktionalität der Ebene 1 nachprogrammiert, sondern es werden ausschließlich die sicherheitskritischen Funktionen (Top-Events) überwacht.

Ein vereinfachtes Beispiel ist das Verhindern des Kupplungsschließens bei eingelegtem Gang ohne Betätigung des Gaspedals. Unabhängig von allen anderen Berechnungen, Fehlerüberwachungen oder Adaptionen, die die Funktionsebene durchführen muss, braucht die Funktionsüberwachung lediglich sicherzustellen, dass die Kupplung in dieser Situation nicht über das Kriechmoment hinaus schließt.

Sobald diese relativ einfache Forderung verletzt wird, führt die Funktionsüberwachung dies auf einen Rechenfehler zurück und schaltet die Endstufen ab.

Die Ebene 3 umfasst schließlich verschiedene Prüfungen, die wiederum eine sichere Funktion der Überwachungsebene 2 gewährleisten. Dazu gehört die Programmablaufkontrolle, die sicherstellt, dass jeder Teil der Funktionsüberwachung ausgeführt wird, sowie der ständige Speichertest von RAM und ROM. Außerdem erfolgt eine Befehlsüberwachung der Ebene 2. Dies bedeutet, dass alle relevanten Prozessorbefehle, die die Ebene 2 nutzt, auf richtige Funktion überprüft werden. Die Ebene 3 kann ihre umfangreichen Überwachungsaufgaben der Ebene 2 nur gewährleisten, weil die Ebene 2 gegenüber der Ebene 1 bereits wesentlich weniger Code umfasst.

Der letzte Baustein des Überwachungskonzeptes ist der Überwachungsrechner. Mit Hilfe von zufalls-gesteuerten „Fragen“ an die Ebene 3 des Hauptprozessors und den aus den Softwaremodulen der Ebene 3 generierten Antwortbeiträgen prüft der Überwachungsrechner deren Funktion. Dieser Austausch von Fragen und Antworten nutzt umgekehrt auch der Hauptprozessor, um den Nebenprozessor zu überwachen. So muss der Nebenprozessor absichtlich eingestreute „falsche“ Antworten erkennen und diese beim Hauptprozessor verifizieren.

Wird in einer der drei Ebenen des Überwachungskonzeptes ein sicherheitskritischer Fehler entdeckt, so werden die Endstufen abgeschaltet und ein Reset des Rechners ausgelöst. Durch das Abschalten der Endstufen geht das XSG-System in den oben definierten sicheren Zustand und kann sich bei einem nur temporären Fehler des Controllers wieder selbst heilen. Andernfalls bleibt das System im sicheren Zustand, bis der Fehler behoben wird.

Die beschriebene Sicherheitsarchitektur orientiert sich sehr stark an den Systemen, die auch bei anderen sicherheitsrelevanten Systemen im Triebstrang, etwa bei E-Gas-Systemen, eingesetzt werden.

Das Parallel-Schalt-Getriebe (PSG) ist eine Doppelkupplungsgetriebe-Variante.

Solche Getriebe sind bekannt. Beispielsweise war Ende der 80er Jahre das Porsche-Doppelkupplungs-Getriebe im Renn-sport im Einsatz. Zur Serienanwendung kam es jedoch nicht. Als Mitglied der XSG Familie verfügt das PSG über folgende Merkmale:

- Trockenkupplungen und elektromotorische Kupplungsaktoren,
- Vorgelegebauweise und Stirnradverzahnungen,
- synchronisierte Klauenschaltung mit elektromechanischer Aktorik und Active Interlock,
- gemeinsame Strategieelemente mit dem ASG.

Durch die Kombination dieser Merkmale hebt sich das PSG von anderen Doppelkupplungsgetrieben ab.

Die Anforderungen an ein PSG und seine Komponenten entsprechen hinsichtlich Funktionalität und Komfort denen, die auch an das Automatikgetriebe heutiger Bauart gestellt werden.

Die konsequente Einbindung des PSG in die XSG Familie ist besonders deshalb wichtig, weil eine ganze Reihe von Getriebeherstellern an modularen Getriebefamilien arbeitet, bei denen neben dem Handschalter auch verschiedene automatisierte Varianten über gleiche Fertigungseinrichtungen laufen sollen. So kann z. B. in Verbindung mit dem Active Interlock-System der gleiche Getriebeaktor für ein ASG oder für ein PSG benutzt werden.

Die Präferenz für die Trocken-Doppelkupplung im PSG ergibt sich aus den folgenden Punkten:

- geringerer Kraftstoffverbrauch,
- Option für modulare Getriebefamilien (MT, ASG, PSG),
- viel häufigere Verwendung als Anfahr-element.

Dem stehen verschiedene Bedenken gegenüber, die immer wieder geäußert werden, wenn es darum geht, Wandlerautomaten durch Getriebe mit Trockenkupplungen zu ersetzen. Insbesondere sind dies:

- der Belag-Verschleiß,
- die Wärmekapazität und Missbrauchsfestigkeit,
- die Regelbarkeit,
- das Verhalten im Fehlerfall.

Bei einigen Ausführungsbeispielen bestehen Vorteile für die Trockenkupplung im Vergleich zur Nasskupplung (Figur 262). Nachfolgend werden die wichtigsten Kriterien im einzelnen behandelt.

Das Handschaltgetriebe (MT) hat mit über 96% einen hervorragenden Volllastwirkungsgrad. In realen Fahrzyklen mit hohem Teillastanteil liegen jedoch schon die Verzahnungs-, Lager- und Schmierverluste im zweistelligen Prozentbereich. In Figur 263 sind die zusätzlich entstehenden Verluste in den Kupplungen und für die Getriebebetätigung dargestellt, während die oben genannten Basis-Verlustanteile über alle Varianten als gleich betrachtet und deshalb nicht gezeigt werden.

Diese Werte beschreiben die Verlustleistungsanteile im Bezug auf die im Verbrennungsmotor induzierte Energie. Bei einer Umrechnung in Verbrauchswerte kann es auf Grund des Motor-Verbrauchskennfeldes zu leichten Verschiebungen kommen.

Beim Anfahren und Schalten entstehen Reibverluste in den Kupplungen. Für Wandlerautomaten betrifft dies nur die Schaltungen, da über den Wandler und nicht über Kupplungen angefahren wird. Durch die Lastschaltungen beim PSG und DKG nass fallen die Kupplungsverluste im Vergleich zum Handschaltgetriebe im NEFZ Zyklus um ca. 0,6% höher aus.

Weitere Verluste entstehen infolge von Schleppmomenten in den nicht aktiven Kupplungen. Hier zeigt sich ein deutlicher Vorteil für die Trockenkupplung. Die größten Schleppverluste treten im Automatikgetriebe der konventionellen Bauart auf, da dort permanent drei oder mehr Kupplungen bzw. Bremsen

mit mehreren Lamellen lastfrei mitlaufen. Beim PSG und DKG nass ist die lastfreie Kupplung während der Fahrt schlupffrei angelegt, solange kein Gang vorgewählt ist.

Auch beim Hilfsenergiebedarf für die Betätigung von Kupplungen und Schaltung ist ein Trockenkupplungssystem mit elektromechanischen Aktoren das Optimum. Der mittlere elektrische Leistungsbedarf wird mit 20 Watt abgeschätzt, beim heute in Serie befindlichen ASG sind es 12 Watt. Die permanent mitlaufende Ölpumpe, die Leckage des Drucköls, der Ölstrom durch Kühler und Filter verursachen beim AT bzw. DKG nass erheblich größere Verluste. Da im Fahren eine permanente Anpressung der Kupplung(en) vorliegt, würde eine elektrische Ölpumpe die Situation nicht verbessern.

Vor dem Hintergrund der Selbstverpflichtung der Automobilindustrie, den Flotten-Verbrauch bis 2008 auf 140 g CO₂ pro gefahrenen Kilometer zu reduzieren, ist die Alternative mit den Trockenkupplungen die bestmögliche Lösung.

Seit der Einführung asbestfreier Kupplungsbeläge und selbstnachstellender Kupplungen mit erhöhter Verschleißreserve kommt es innerhalb eines normalen Autolebens praktisch nicht mehr zum verschleißbedingten Austausch der Kupplung. Bei automatisierter Kupplungsbetätigung steigt die durchschnittliche Lebensdauer noch weiter an. Dies liegt an der größeren Konstanz in der Betätigung der Kupplung, aber auch an den gegen Missbrauch implementierten Strategien.

Dem gegenüber stellt sich beim PSG die berechtigte Frage: Wie verkraftet eine Trockenkupplung den zusätzlichen Energieeintrag infolge der Lastschaltungen? Schließlich muss die kommende Kupplung zunächst das volle Motormoment übernehmen und dann die Drehzahldifferenz abbauen.

Für Lebensdauerabschätzungen von Trockenkupplungen ist ein gemischter Fahrzyklus entwickelt worden, der mit Feldergebnissen und Dauerläuferproben bei unseren Kunden sehr gute Übereinstimmung erzielt. Dieser Zyklus beinhaltet 50% Stadtfahrten, 30% Überlandfahrten, 18% Autobahnfahrten und 2% Bergfahrten. Insgesamt umfasst dieser Zyklus bei einer geforderten Fahrzeug-Lebensdauer von 240 000 km 240 000 Anfahrten und 1,5 Mio. Schaltungen.

Die Ergebnisse der Verschleißhochrechnung für ein Mittelklassefahrzeug zeigt Figur 264. Aus dem Diagramm geht hervor, dass ein Teil der Anfahrerenergie auch in der Kupplung des zweiten Ganges aufgenommen wird. Je nach Übersetzungsauslegung ist es einerseits möglich, direkt im 2. Gang anzufahren (z. B. Teillastbetrieb) oder beide Kupplungen während einer Anfahrt einzusetzen.

Den in Figur 264 gezeigten Ergebnissen ist eine um 30% höhere mittlere Verschleißrate (im Vergleich zum Handschaltgetriebe heute) zugrunde gelegt worden, um einerseits den Eigenschaften der künftigen bleifreien Beläge Rechnung zu tragen und andererseits die tendenziell höhere Bauteiltemperatur zu berücksichtigen (höherer Energieeintrag durch Lastschaltung).

Dauerkriechen, Schleichfahrt, Berganfahrten ohne und mit Hänger, Halten des Fahrzeuges am Berg - mit diesen Situationen verbinden sich die meisten Bedenken beim Einsatz einer Trockenkupplung in

einem Automatikgetriebe. Jeder Fahrzeughersteller hat hier seine eigenen Tests, die zum Teil sehr unterschiedliche Akzente setzen.

Durch die Automatisierung der Trockenkupplung lassen sich die Situationen mit sehr hohem Energieeintrag besser beherrschen als beim Handschaltgetriebe. Dies zeigen die Erfahrungen mit der Mercedes A-Klasse (EKM) und dem Opel Corsa (ASG). Das PSG wiederum bietet noch mehr Potenzial als ein ASG, und zwar aus folgenden Gründen:

- Ein zu 100% automatisiertes Getriebe bietet mehr Freiheiten in der Übersetzungsauslegung des 1. Ganges als ein Add-on ASG. Eine größere Spreizung nach unten (1. und eventuell 2. Gang kürzer) führt nicht automatisch zu schlechterem Zyklusverbrauch, senkt jedoch die Reibleistungen bei Anfahrt oder Kriechen drastisch.
- Beim PSG kann die Reibwärme auf zwei Kupplungen und deren Gussmassen verteilt werden.

In Figur 265 sind Temperatursimulationen für die Situation „Halten am Berg“ für verschiedene Optionen miteinander verglichen.

Man sieht, dass die Zeit, über die ein PSG-Fahrzeug, ohne die Kupplung zu zerstören, am Berg gehalten werden kann (Fall 3), fast doppelt so groß wird, wie bei einem Handschalter (Fall 1). Dies ist z. B. in Situationen wichtig, wo man aus einer Ausfahrt, z. B. aus einem Parkhaus, herausfahrend noch einige Fahrzeuge passieren lassen muss.

Ab einem bestimmten Punkt müssen aber auch beim PSG die Selbstschutzmechanismen der automatisierten Kupplung greifen. Einige Lösungsmöglichkeiten zeigt Figur 266.

Dabei ist zu unterscheiden, ob der Fahrer auf dem Gaspedal steht und damit ausdrücklich einen Beschleunigungswunsch äußert oder ob er lediglich das Bremspedal losgelassen hat und in der Kupplung ein kleines Ankriechmoment aufgebaut wird. Im ersten Fall könnte die Kupplung nach einiger Zeit (einige Sekunden, siehe Figur 265) langsam per Rampe geschlossen werden, im anderen Fall müsste sie öffnen, siehe Figur 266. Beim Dauerkriechen beträgt aber die Zeitspanne, bevor der Selbstschutz greifen muss, wegen des geringen Moments mehrere Minuten.

Messungen zu den Kupplungsschutz Strategien, die im Fahrversuch positiv beurteilt wurden, finden sich in. Für die Zukunft sind aber weiterführende, noch bessere Lösungen denkbar, nämlich dann, wenn die Getriebesteuerung bei einem aktiven Bremssystem einen Hillholder anfordern kann.

Das Notlaufverhalten bei einem Totalausfall der Getriebesteuerung ist aus Sicht der Getriebesteuerung sicherlich der schwerwiegendste Fall. Dabei gilt, wie auch bei jedem Teilausfall, dass es nicht zu sicherheitskritischen Zuständen, d. h. zu unmittelbarer Unfallgefahr und Gefahr für Leib und Leben von Personen, kommen darf.

Wie bei der Reaktion auf Prozessorfehler gezeigt wird, ist ein Beibehalten des aktuellen Zustandes bei der Kupplungen im Moment des Ausfalles die bestmögliche direkte Reaktion, d. h. die Kupplungen sollten weder öffnen noch schließen (Figur 260).

Mit einem solchen Notlaufverhalten lässt sich z. B. die Unfallgefahr an der roten Ampel oder am Fußgängerüberweg vermeiden, weil die Kupplungen in der entsprechenden Situation offen sind und bleiben. Aber auch beim Fahren würde dieses Notlaufverhalten dem aktuellen Fahrerwunsch Rechnung tragen und somit gefährliche Situationen vermeiden, in dem die Kupplungen nicht plötzlich öffnen. Dies ist z. B. beim knappen Überholen oder der Bergfahrt wichtig. Beim PSG könnte der Fahrer das Fahrzeug selbst dann noch beschleunigen, wenn der Totalausfall der Getriebesteuerung während einer Überschneidungsschaltung passiert.

Trockenkupplungen mit selbsthaltenden elektromotorischen Aktoren zeigen beim Abschalten der Leistungsendstufen ein solches Verhalten. Bei Nasskupplungen hingegen müsste Zusatzaufwand betrieben werden, um den Zustand der Kupplungen einzufrieren.

Auch mit elektromotorischen Aktoren selbsttätig öffnende Kupplungen sind möglich. Dies würde ein hydrostatisches Ausrücksystem mit einem Notlaufventil und kraftfrei geöffneten Kupplungen erfordern.

Würde ein Ausfall von Getriebesteuerung und -betätigung mitten in einer Überschneidungsschaltung stattfinden, stellt sich die Frage, ob es zum Blockieren des Getriebes kommen kann. Immerhin ist in jedem Strang ein Gang eingelegt und beide Kupplungen übertragen Moment. Hier muss zunächst betont werden, dass beide Kupplungen in Summe nur das Motormoment übertragen, d. h. dass bei einer Überschneidungsschaltung simultan eine Kupplung geschlossen und die andere geöffnet wird. Dies lässt sich dank der bekannten Adaptionen für die Kupplungskennlinie (Tastpunkt, Gradient) sowie durch die Momentennachführung bzw. Schlupfregelung sehr zuverlässig einstellen.

Käme es jetzt zum Notlauf, so würde eine Kupplung schlupfen, das Getriebe aber auf keinen Fall blockieren. Das Abtriebsmoment kann mit folgender Formel berechnet werden:

$$M_{ab} = i_1 \cdot \left[M_{mot} + \frac{i_2 - i_1}{i_j} \cdot M_{K2} \cdot \text{sign}(n_{mot} - n_2) \right]$$

M_{ab} Abtriebsmoment

M_{mot} Motormoment

M_{K2} Moment der schlupfenden Kupplung

n_{mot} Motordrehzahl

n_2 Drehzahl Eingangswelle mit Schlupf

i_1 Übersetzung haftende Kupplung

i_2 Übersetzung schlupfende Kupplung

Das Abtriebsmoment wird also durch das Motormoment, das Moment der schlupfenden Kupplung sowie den Gangsprung bestimmt. Selbst nach Ausfall der Getriebesteuerung kann der Fahrer die Beschleunigung noch mit dem Motor beeinflussen. In Figur 267 sind die Leistungsflüsse für den Fall, dass der Fahrer weiterhin beschleunigen möchte, dargestellt.

Erst wenn der Fahrer vom Gas geht, würde sein Wunsch nach Verzögerung etwas stärker als erwartet umgesetzt, Figur 268.

Die Gefahr, dass dabei die Räder die Haftung verlieren, besteht nur, wenn alles zusammen (Ausfall beider Kupplungsaktoren während einer Überschneidung und Fahrer geht vom Gas) auch noch auf glatter Fahrbahn passiert. Unter solchen Straßenverhältnissen kann aber ein Zug-Schub-Lastwechsel bei jedem Getriebesystem zu einem Rutschen der Räder führen, auch ohne dass ein Fehler vorliegt.

Dies wird aus Figur 269 ersichtlich. In den Beschleunigungs-Zeitverläufen tritt die größte Verzögerung nach dem Lastwechsel im 1. Gang auf. Erst im eingeschwungenen Zustand ist die Verzögerung eines PSG größer, wenn zuvor während einer Schaltung das Getriebe ausgefallen ist und die Kupplungspositionen eingefroren wurden.

Eine Motor-Schleppmomenten-Regelung kann in beiden Fällen ein Rutschen der Räder verhindern. In der Figur 269 ist das beispielhaft für einen Lastwechsel gezeigt, bei dem der Motor auf Nullmoment geht.

Durch einen geringfügigen Zusatzaufwand in der Fahrzeugverkabelung lässt sich die Verfügbarkeit der Getriebesteuerung eines PSG im Vergleich zum ASG erhöhen.

Man sichert die unabhängigen Kupplungsaktoren getrennt ab, so dass z. B. beim Kurzschluss in einem Kupplungsaktor zwar die zugehörige Sicherung durchbrennt, die Getriebesteuerung und der andere Kupplungsaktor nach wie vor versorgt werden (Figur 270).

Das zuvor betrachtete Ausfallszenario, dass beide Kupplungen Moment übertragen und nicht mehr modulierbar sind, wird dabei in seiner Auftretenswahrscheinlichkeit minimiert, und es bedarf eines Doppelfehlers, dass es überhaupt auftritt.

Für die Regelung einer Trockenkupplung gilt eine Moment-Weg-Kennlinie. Bei einer Nasskupplung beschreibt eine Kombination aus Moment-Volumen-Kennlinie und Moment-Druck-Kennlinie das Übertragungsverhalten (Figur 271). Diese Kombination ergibt sich, weil die Nasskupplung zunächst vorbefüllt werden muss (Volumen), bevor über den Druck eine Anpresskraft eingestellt werden kann.

Trockenkupplung und Nasskupplung haben eines gemeinsam: Das übertragene Kupplungsmoment hängt ganz wesentlich vom aktuellen Reibwert ab und der kann in beiden Systemen streuen. Die Reibwertänderungen beider Systeme zeigen folgende Besonderheiten:

- Kurzfristig kann sich der Reibwert einer Trockenkupplung stärker ändern als bei der Nasskupplung, was jedoch durch intelligente Adaptionalgorithmen erfolgreich kompensiert werden kann.
- Über Lebensdauer erholt sich die Trockenkupplung normalerweise wieder (Figur 273), auch wenn sie kurzzeitig nach hohem Energieeintrag ihre Kennlinie stark verändert hat. Bei einer Nasskupplung kommt es zu einer irreversiblen Ölalterung, die sich in einem negativen Reibwertgradienten äußert (Figur 272). Durch einen Ölwechsel kann die ursprüngliche Reibwertcharakteristik wiederhergestellt werden.

Im Zusammenbau müssen die Doppelkupplung, das Schwungrad, die Schwingungsdämpfer sowie die Kupplungsausrückssysteme und Kupplungsaktoren so aufeinander abgestimmt sein,

dass der knappe Bauraum optimal genutzt wird. Alle Komponenten sollen in der Kupplungsglocke bzw. am Getriebe ihren Platz finden. Dabei gibt es zwei besondere Herausforderungen:

- den axialen Bauraum in der Kupplungsglocke (insbesondere bei Front-quer-Anwendungen),
- das Package rund um das Getriebe für diejenigen Aktorikkomponenten, die nicht in der Kupplungsglocke untergebracht werden.

In der Figur 274 links ist eine Doppelkupplung mit vorgeschaltetem ZMS zu sehen, rechts eine Doppelkupplung mit Dämpfer-Kupplungsscheiben und einer Flexplate. Letztgenannte Variante hat wesentliche Vorteile beim axialen Bauraum (ca 20 mm) und der Massenträgheit (ca 0,1 kgm²). Dass sich daraus keine Nachteile bei der Schwingungsisolierung ergeben müssen, wird im nachfolgenden Abschnitt gezeigt.

Die Konstruktionsbeispiele in Figur 274 beinhalten einen doppelten Rampenmechanismus.

Figur 275 zeigt ein Ausführungsbeispiel für die elektromotorischen Aktoren, die diesen doppelten Rampenmechanismus betätigen.

Hervorzuheben ist die deckelfeste Anbindung des Ausrücksystems an der Kupplung über ein Stützlager. Dies hat folgende Vorteile:

- Reduktion der im Ausrücksystem vorzuhaltenden Toleranzen,
- radiale Abstützung der Kupplungsmasse im Getriebegehäuse,
- Betätigungskräfte wirken nicht auf die Kurbelwelle, sondern werden intern abgestützt.

Kupplung und Ausrücksystem bilden eine Einheit und gehören zum Getriebe. So kann die Gesamtmontage und das Einlernen des kompletten PSG bereits im Getriebewerk erfolgen.

Auch mit der vom Bauraum her günstigeren Doppelkupplungsvariante mit Dämpfer-Scheiben und Flexplate lässt sich der vom ZMS gewohnte, gute Geräuschkomfort im Fahrzeug erzielen. Zu diesem Zweck wird die Kupplung in den schwingungsempfindlichen Betriebsbereichen des geschlossenen Antriebsstrangs mit Dauerschlepp betrieben.

Die Torsionsdämpfer in den Kupplungsscheiben gewährleisten, dass man in weiten Drehzahlbereichen ohne Schlepp fahren kann. In den Betriebsbereichen, in denen es beim geschlossenen Antriebsstrang Geräuschprobleme gäbe, bietet der gezielte Schlepp punktuell sogar eine bessere Isolation als ein ZMS. Auch bei Lastwechseln, sowohl von Schub nach Zug als auch von Zug nach Schub, lassen sich durch den definierten Schlepp Schwingungsanregungen im Triebstrang vermeiden.

Unter Dynamikgesichtspunkten bietet die Variante ohne ZMS ebenfalls Vorteile. Die Massenträgheit der Doppelkupplung ist etwa genauso groß wie die gesamte Massenträgheit eines ZMS und einer Einzelkupplung zusammengenommen, d. h. bezüglich der Massenträgheit gibt es kaum einen Unterschied zwischen Handschaltgetriebe bzw. ASG und dem PSG. Damit sind auch die Beschleunigungs-

leistungen und die Motordynamik vergleichbar. Bei einer Doppelkupplung mit ZMS müsste als zusätzliche Massenträgheit noch die Primärmasse hinzugenommen werden, die zur Beruhigung der Kurbelwelle notwendig ist. Diese liegt im Bereich von 0,1 bis 0,13 kgm² (Figur 276).

Bei der Lösung mit Flexplate ist die primäre Schwungmasse des Verbrennungsmotors erheblich größer als bei der ZMS-Lösung, sodass die Kurbelwelle ohnehin schon ruhiger läuft. D. h. die motorseitigen Anregungen werden bei einem PSG mit trockener Doppelkupplung, Flexplate und Dämpfer-Kupplungsscheiben im Vergleich zu den anderen Getriebevarianten reduziert, auch im Vergleich zum Handschaltgetriebe (Figur 277).

Simulationsrechnungen und Versuche haben gezeigt, dass bereichsweiser Dauerschlupf zur Schwingungsisolierung nicht zu einem erhöhten Kraftstoffverbrauch führt und nur geringfügigen Mehrverschleiß der Reibbeläge bewirkt.

Auf den ersten Blick mag es unplausibel erscheinen, dass zusätzlicher Kupplungsschlupf den Kraftstoffverbrauch nicht erhöht. Die Begründung dafür liegt in der gegenüber der ZMS-Lösung geringeren Massenträgheit des Aggregates. Die zusätzliche Primärmasse des ZMS muss bei allen Beschleunigungsvorgängen mitbeschleunigt werden, so dass nicht nutzbare kinetische Energie in ihr gespeichert wird. Bei einer primären Massenträgheit von 0,1 kgm² entspricht das im europäischen Verbrauchszyklus einem Mehrverbrauch von ca. 0,5%. Für den bereichsweisen Dauerschlupf wurden Verluste in der gleichen Größenordnung berechnet, so dass sich die Einsparung infolge geringerer Massenträgheit und der Verlust durch Schlupf kompensieren (Figur 278).

Der geringe Mehrverschleiß von bis zu 0,4 mm pro Kupplung wurde bereits im Figur 264 gezeigt.

Die Bauteile der Innenschaltung (Schaltgabeln, Schaltschienen, Führungsteile) entsprechen denen eines Handschaltgetriebes bzw. ASG (Figur 279). Für das zweite Teilgetriebe des PSG wird kein zweiter Getriebeaktor benötigt (Figur 228). Es genügt, den ASG-Getriebeaktor an den Sperrelementen geringfügig zu modifizieren, um ihn zum Schalten beider Teilgetriebe des PSG einsetzen zu können.

Für Getriebehersteller, die das PSG modular aus einer Handschaltgetriebefamilie ableiten, ist das Active Interlock-Schaltssystem wegen der großen Ähnlichkeit zum Handschalter/ASG besonders vorteilhaft. Selbst der Flansch für den Anbau des Getriebeaktors kann genauso ausgeführt sein wie beim Handschaltgetriebe der Flansch für das Schaltungsmodul.

Möglich wird der Verzicht auf den zweiten Getriebeaktor dadurch, dass in den Schaltstangen die Mäuler breiter sind als der Schaltfinger, der über diese Mäuler die Schaltstangen betätigt. Somit können im PSG zwei Gänge gleichzeitig eingelegt werden, d. h. ein gerader und ein ungerader Gang zur gleichen Zeit (Figur 280).

Außerdem gewährleistet das Active Interlock-System, dass niemals zwei ungerade oder zwei gerade Gänge gleichzeitig eingelegt werden können.

Das PSG soll nicht nur von der Funktion her sondern auch hinsichtlich der Bedienbarkeit ein vollwertiger Ersatz für heutige Automatikgetriebe sein. Das führt heute zur Forderung nach einer integrierten Parksperre, auch wenn diese Funktion in Zukunft vielleicht mit elektrischen Bremssystemen realisiert wird.

Für die aktuellen Projekte hat LuK nach Möglichkeiten gesucht, einerseits die Vorteile des Shift-by-Wire-Systems (Geräusch-entkoppelung zum Innenraum, Freiheiten beim Innenraumdesign) zu nutzen und andererseits Parksperr-Lösungen mit minimalem Zusatzaufwand zu entwickeln.

Die einfachste Lösung ist es, in jedem Teilstrang des Getriebes einen Gang einzulegen und beide Kupplungen zu schließen. Allerdings wäre in diesem Zustand das Anlassen des Verbrennungsmotors in einer P-Stellung des Wählhebels nicht möglich, denn dafür müssten die Kupplungen geöffnet und somit die Wegrollsicherung aufgehoben werden. Dies würde dem Stand der Technik bei Automatikgetrieben mit Parksperre widersprechen.

Die mechanische Parksperrklinke, wie sie in heutigen Automatikgetrieben zu finden ist, ist ein verhältnismäßig einfaches Bauteil. Die Parksperrklinke könnte auch durch den elektromotorischen Getriebeaktor des PSG betätigt werden. Dabei gibt es folgende Ideen:

- Die Parksperrklinke wird durch den Getriebeaktor aktiv ein- und ausgelegt.
- Das Einlegen der Parksperrklinke erfolgt mittels eines Federspeichers, das Lösen aktiv durch den Getriebeaktor. Beim Fahren wird die Parksperre durch einen Haltemagneten offen gehalten.

Figur 281 zeigt ein Ausführungsbeispiel für das Lösen der Parksperre mit dem elektromotorischen Getriebeaktor.

Das Parallel-Schalt-Getriebe ist ein Automatikgetriebe mit trockener Doppelkupplung. Das Hauptargument für den Einsatz von Trockenkupplungen ist die größtmögliche Verbrauchseinsparung, ohne dass dabei im Vergleich zum Wandlerautomaten Abstriche beim Fahrkomfort in Kauf genommen werden müssen.

Während das ASG eher für kleinere oder sportlichere Fahrzeuge und Motoren geeignet ist, kann das PSG in allen Fahrzeugklassen und Motorisierungen eingesetzt werden.

Das Parallel-Schaltgetriebe mit Trockenkupplungen (PSG) bietet die ideale Basis für einen Antrieb mit hohem Komfort und sehr gutem Wirkungsgrad. Zur weiteren Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs wird nach Möglichkeiten zur Einbindung einer elektrischen Maschine gesucht. Diese soll neben dem schnellen, geräuschlosen Start (Start-Stopp) auch die Rückgewinnung von Bremsenergie (Rekuperation) und ein "Downsizing" des Verbrennungsmotors durch eine Boosterfunktion ermöglichen. Figur 282 zeigt den ersten Ansatz einer direkten Anbindung der E-Maschine an die Kurbelwelle des Verbrennungsmotors. Eine solche Anordnung wird auch als „Kurbelwellen-Startergenerator (KSG)" oder „Integrierter Startergenerator (ISG)" bezeichnet und findet insbesondere in Verbindung mit Schaltgetrieben Anwendung.

Figur 283 zeigt eine Lösung mit einer weiteren Kupplung zwischen E-Maschine und Kurbelwelle. Durch die Abkopplung des Verbrennungsmotors im Schub kann bei dieser Konfiguration das volle Potenzial zur Rückgewinnung von Verzögerungsenergie genutzt werden.

Realisierbare Einsparungen liegen entsprechend Simulationen für den Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) zwischen 15 und 20%. Außerdem kann durch die Trennung von Motor und elektrischer Maschine zur weiteren Verringerung des Kraftstoffverbrauchs das Fahrzeug rein elektrisch bewegt werden. In Verbindung mit einem Downsizing des Verbrennungsmotors wurden an ausgeführten Prototypen Verbrauchsreduzierungen von ca. 30% (NEFZ) nachgewiesen.

Gemäß Figur 284 wird vorgeschlagen, die E-Maschine in das Getriebe zu integrieren. Neben weiteren funktionalen Vorteilen, auf die im nächsten Kapitel eingegangen wird, bietet diese Struktur signifikante Bauraum- und Kostenvorteile und wird im Weiteren als Elektrisches Schaltgetriebe (ESG) bezeichnet.

Um die einzelnen Funktionen des ESG übersichtlich erläutern zu können, werden die beiden Teilgetriebe parallel dargestellt (vgl. Figur 285). Der untere Teil beinhaltet die ungeraden Gangstufen sowie die Kupplung K1 und wird als Teilgetriebe 1 bezeichnet. Analog besteht das Teilgetriebe 2 aus den geraden Gangstufen und der Kupplung K2.

Während des Betriebes im Teilgetriebe 2 ist der Startergenerator (SG) über die Kupplung K2 direkt an den Verbrennungsmotor gekoppelt. Figur 285 zeigt beispielhaft das Fahren im 4. Gang mit Generatorfunktion. Durch Umkehr der Momentenrichtung an der elektrischen Maschine ergibt sich eine Boos-terfunktion.

Beim Fahrbetrieb in einem ungeraden Gang wird je nach Schaltstrategie im Teilgetriebe 2 ein gerader Gang vorgewählt oder in Neutral geschaltet. Ist das Teilgetriebe 2 in Neutralstellung, so wird die Kupplung K2 geschlossen, um das Generatormoment zu übertragen (Figur 286). Bei vorgewähltem Gang erfolgt der Antrieb der E-Maschine über die eingelegte Gangstufe - wie in Figur 287 dargestellt. Durch Umkehr der Momentenrichtung an der elektrischen Maschine kann wiederum eine Boos-terfunktion erfüllt werden.

Bei entsprechend großer installierter elektrischer Leistung der E-Maschine sowie der Batterie ist rein elektrisches Fahren möglich. Dazu bleiben beide Kupplungen geöffnet und in Abhängigkeit der Geschwindigkeit und Last sowie des Wirkungsgrad-Kennfeldes wird das Moment über den 2., 4. oder 6. Gang auf die Antriebsräder geführt (Figur 288).

Um eine effiziente Nutzung der Bremsenergie zu erreichen, wird der Verbrennungsmotor im Schubbetrieb vom Antriebsstrang abgekoppelt. Die Verzögerung des Fahrzeuges übernimmt die E-Maschine, die je nach Geschwindigkeit, Bremspedalstellung sowie optimaler Übersetzung ein generatorisches Moment aufbaut und die kinetische Energie des Fahrzeuges in elektrische Energie umwandelt (Figur 289).

Durch die Integration des Klimakompressors in das Teilgetriebe 2 gemäß Figur 290 kann die kinetische Energie des Fahrzeuges auch direkt zur Erzeugung von Kälteleistung genutzt werden. So wird bei niedrigen Bordnetz-Leistungen die wirkungsgradbehaftete Zwischen-speicherung in der Batterie vermieden. Unter Voraussetzung einer erhöhten Speicherkapazität der Klimaanlage (A/C) z.B. durch eine größere Verdampferereinheit kann Kälteenergie für eine folgende Stillstands-Phase gespeichert werden.

Bei Verwendung eines geeigneten Kältemittels wie CO_2 kann die Klimaanlage außerdem Wärme erzeugen. Neben energetischen Vorteilen analog zur direkten Erzeugung von Kälteleistung bei der Rekuperation verspricht das System großen Nutzen für das Thermomanagement des Hybridfahrzeuges. Das gilt insbesondere für moderne Verbrennungsmotoren mit Direkteinspritzung, vollvariablen Steuerzeiten u.ä., die auf Grund ihrer niedrigen Teillastverbräuche zum Teil heute schon auf Zusatzheizer angewiesen sind.

Für zukünftige Fahrzeuge wird zur weiteren Komforterhöhung eine Stand- bzw. Vorklimatisierung diskutiert. Des Weiteren wird eine ausreichende Klimatisierung während der Stillstands-Phasen des Verbrennungsmotors im Start-Stopp-Betrieb gefordert. Zunächst muss als Antrieb eine elektrische Maschine mit einer mechanischen Leistungsabgabe von ca. 2 - 5 kW installiert werden. Darüber hinaus ist der Startergenerator einschließlich Leistungselektronik zur elektrischen Versorgung des Kompressorantriebes entsprechend größer zu dimensionieren: Insgesamt führt dies neben Gewichtsnachteilen zu erheblichen Kosten für die elektrischen Komponenten. Weiterhin wurden auf Grund der mehrfachen Energiewandlung im Vergleich zu einem konventionellen System energetische Nachteile nachgewiesen.

Beim ESG wird der Klimakompressor über die konventionelle Magnetkupplung an die E-Maschine angebunden. Der Antrieb erfolgt somit im Fahrbetrieb über die Getriebeeingangs-welle 2 mechanisch vom Verbrennungsmotor. Während einer Stillstands-Phase kann in Neutralstellung des Teilgetriebes 2 und geöffneter Kupplung K2 der Startergenerator, wie in Figur 291 dargestellt, den Klimakompressor elektrisch antreiben.

Für den Kaltstart steht neben der Reduzierung des erforderlichen Maximalmoments der elektrischen Maschine eine möglichst geringe Belastung der Batterie im Vordergrund der Entwicklung. Der heutige Starter erfüllt diese Forderung durch eine hohe Übersetzung zwischen Ankerwelle und Schwungrad. Zur Veranschaulichung werden in Figur 292 die grundsätzlichen Vorteile, die sich durch diese Übersetzung ergeben, beispielhaft für einen 1,9 l DI-Dieselmotor aufgezeigt. Zunächst resultiert auf die Kurbelwelle bezogen ein im Vergleich zu einem Kurbelwellen-Startergenerator erhöhtes Massenträgheitsmoment, wodurch die Drehzahlschwankungen während des Starts deutlich reduziert werden. Unter Einhaltung einer für einen sicheren Start notwendigen Mindestdrehzahl (hier: 80 1/min) ergeben sich niedrigere mittlere Startdrehzahlen und somit reduzierte mechanische Startleistungen. Weiterhin wird durch eine Übersetzung die E-Maschine in einem Drehzahlbereich deutlich besseren Wirkungsgrades

betrieben, wodurch die aus der Batterie aufgenommene elektrische Leistung nochmals reduziert werden kann. Zur Ausführung einer Kaltstartübersetzung beim ESG werden zwei Lösungswege vorgestellt. Die Integration der elektrischen Maschine in das Getriebe erlaubt die Nutzung von zwei vorhandenen Gangstufen als Kaltstartübersetzung.

Figur 293 zeigt den Momentenfluss von der E-Maschine zum Verbrennungsmotor über eine Kombination zweier Getriebegangräder.

Durch die Anordnung können, je nach Wahl der Gangrad-Paarung, Startübersetzungen zwischen 2,5 und 7 realisiert werden. Während des Startvorgangs muss der Fahrzeug-Abtrieb abgekoppelt sein. Dies kann, wie in Figur 294 beispielhaft gezeigt, durch eine modifizierte Schaltklaue erfolgen, die in der Kaltstart-Stellung als zusätzliche Position die Gangräder 2 und 5 verbindet und gleichzeitig die Abtriebswelle abkoppelt (Figur 294c). Grundsätzlich ist aber die Trennung auch mittels einer Neutralstellung weiterer Schaltelemente, z. B. durch eine Neutralschaltung im Verteilergetriebe eines Allrad-Fahrzeuges, möglich.

Eine zweite Variante einer Kaltstartübersetzung stellt die Schaltung eines axial verschiebbaren Zahnrades auf das Schwungrad dar.

Der Warmstart erfolgt in Neutralposition des Teilgetriebes 2 über die Kupplung K2 auf den Verbrennungsmotor. Um die Zeit bis zum Anfahren des Fahrzeugs zu reduzieren, kann bereits während des Startvorgangs über Kupplung K1 und den eingelegten 1. Gang ein Kriechmoment auf den Abtrieb wirken (Figur 295). Wegen der zusätzlichen Übersetzung stellt der Kaltstart nach Figur 292 geringere Anforderungen an die Leistungsfähigkeit der E-Maschine. Deshalb ist das erforderliche Moment für ein schnelles Beschleunigen des Verbrennungsmotors nach einer Stopp-Phase systembestimmend. Hieraus resultieren vergleichsweise kompakte Abmessungen der elektrischen Maschine und ein sehr niedriges Massenträgheitsmoment des Rotors. Dies ist zur Erhaltung kurzer Synchronisierungszeiten im Teilgetriebe 2 von entscheidender Bedeutung.

Eine zusätzliche Versteifung wird durch die in Figur 297 sichtbare Verschraubung der Dichtfläche zwischen Getriebegehäuse und Stirnrad-Stufe erreicht.

Um die beschriebenen Vorteile einer Kaltstartübersetzung zu nutzen, soll im Versuchsträger eine direkte Schaltung der E-Maschine auf das Schwungrad der Kurbelwelle realisiert werden. Figur 298 zeigt das einem konventionellen Starter ähnliche Prinzip. Auf der verlängerten Rotorwelle kann ein axial verschiebbares Zahnrad mit Hilfe eines Magnetschalters in den Anlasserzahnkranz eingespurt werden. Durch die optimierte Auslegung der elektrischen Maschine wird ein Achsabstand zwischen Getriebeeingangswelle und Rotorwelle erreicht, der eine Kaltstartübersetzung von 3,5 ermöglicht.

Das große Potenzial zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs durch die hohe Funktionalität des eingehend beschriebenen ESG bedingt einen umfangreichen Eingriff in den Antriebsstrang. Hier-

zu gehören komplexe Maßnahmen in der Architektur von Steuergeräten und Software zur Integration eines Energiemanagements. Bei Reduzierung der Funktionen auf den Start-Stopp-Betrieb bietet sich der riemengetriebene Startergenerator an. Dieses Konzept ermöglicht die Verwendung bekannter und somit erprobter Komponenten mit minimalen Änderungen am bestehenden Aggregatetrieb. Darüber hinaus erlaubt die relativ geringe Startleistung die Verwendung herkömmlicher 12 V-Bleibbatterien, ggf. in AGM-Technik (Absorptive Glass Matt). Der RSG lässt sich mit allen Getrieben ohne Änderungen am Antriebsstrang kombinieren. Demzufolge ist die Applikation im Vergleich zu allen anderen Startergenerator-Systemen mit erheblich weniger Aufwand verbunden.

Figur 299 zeigt schematisch die Funktionsweise des RSG-Systems im Startbetrieb. Es zeigt sich, dass die Übersetzung des Keil-Rippenriemens (2, 5 ... 3) bei Dieselmotoren und größeren Ottomotoren für den sicheren Start insbesondere bei tiefen Temperaturen nicht ausreicht. Zu diesem Zweck wird ein kompaktes Zweistufengetriebe vorgeschlagen, das für den Start eine höhere Gesamtübersetzung (z. B. 6 ... 7) ermöglicht.

Nach dem Start des Verbrennungsmotors treibt dieser den Generator auf herkömmliche Weise an (Figur 300). Bei Verwendung des Zweistufengetriebes wird hierbei automatisch in die Übersetzung 1 geschaltet.

Eine feste Hubraumgrenze für den notwendigen Einsatz eines Zweistufengetriebes lässt sich wegen der vielen verschiedenen in Entwicklung befindlichen E-Maschinen nicht exakt definieren. Auch das Riemenlayout hat erheblichen Einfluss auf die realisierbaren Übersetzungen der spezifischen Nebenaggregatetriebe. Bei leistungsfähigeren 42 V-Systemen ist der Einsatzbereich ohne Zweistufengetriebe natürlich erweitert. Die Figuren 301 und 302 zeigen die wesentlichen Komponenten des Getriebes und verdeutlichen die Momentenflüsse in den Betriebszuständen Start- und Generatorbetrieb.

Beim Start wird das Moment von der elektrischen Maschine über den Riemen auf die Riemenscheibe übertragen. Über das mit der Riemenscheibe verbundene Sonnenrad wird das Moment in das Planetengetriebe eingeleitet. Hierbei stützt sich das Hohlrad über einen (Start-)Freilauf gegen das Kurbelgehäuse ab. Das Moment am Hohlrad addiert sich somit zum eingeleiteten Moment und wird über den Planetenträger auf die Kurbelwelle übertragen. Die Startübersetzung dieses Getriebes liegt je nach Ausführung etwa zwischen 2,5 und 3,5. Sobald der Verbrennungsmotor Drehmoment abgibt, wird der beschriebene Startfreilauf überholt, bis schließlich alle Komponenten des Planetengetriebes mit gleicher Drehzahl rotieren. Dann greift der zweite Freilauf, der jetzt das Moment des Verbrennungsmotors vom Planetenträger direkt, d. h. mit der Übersetzung 1, auf das Sonnenrad überträgt. Dieser zweite Freilauf entkoppelt im Generatorbetrieb alle Nebenaggregate von den Drehungleichförmigkeiten des Verbrennungsmotors und wird deshalb als Aggregatefreilauf bezeichnet. Figur 303 repräsentiert Messergeb-

nisse des Aggregatefreilaufs auf dem Verbrennungsmotor-Prüfstand mit einem 1,9 l DI-Dieselmotor unter Last.

Neben der Bereitstellung einer hohen Übersetzung für den Startbetrieb und der Entkopplung der Nebenaggregate übernimmt das Getriebe auch die Funktion des Kurbelwellen- tilgers, den viele Motoren am freien Kurbelwellen-Ende zur Reduzierung von Torsions-Eigenschwingungen benötigen. Hierzu wird die erforderliche Tilgermasse je nach Ausführung entweder mittels Gummifeder oder unter Verwendung spezieller Schraubendruckfedern an den Planetenträger angebunden. Der Einsatz von Stahl-Druckfedern ermöglicht eine sehr präzise Abstimmung der Wirkfrequenz und erlaubt deshalb den Einsatz relativ kleiner Tilgermassen. Den vielfältigen Bauraumverhältnissen entsprechend kann es dennoch sinnvoll sein, den heute zum Teil als separates Bauteil ausgeführten Kurbelwellentilger als eigene Baugruppe beizubehalten. Eine solche Variante wird u. a. im nächsten Kapitel vorgestellt.

Grundsätzlich kann das Getriebe – wie im vorherigen Kapitel beschrieben – auf der Kurbelwelle oder als zusätzliche Variante auf der Rotorwelle des Generators angeordnet sein. Der wesentliche Unterschied besteht darin, dass die Integration des Getriebes in die Kurbelwellenscheibe wegen des geringeren Kraftniveaus im Riemen die Verwendung eines Keilrippenriemens zulässt. Beide Versionen wurden in unterschiedlichen Ausführungen bei LuK aufgebaut und auf Prüfständen und in Fahrzeugen getestet. In Figur 304 ist ein Getriebe mit integriertem Kurbelwellentilger im Schnitt dargestellt. In diesem Beispiel ist die Tilgermasse über eine Gummispur an die Kurbelwelle angebunden. Figur 305 zeigt eine Anordnung mit Tilger als separat ausgeführtes Bauteil. Die Anbindung des Getriebes an die Kurbelwelle des Verbrennungsmotors erfolgt über eine Zentralschraube.

Wegen der kurzen Zeitanteile mit Differenzdrehzahlen im Getriebe werden an die Schmierung der Komponenten nur geringe Anforderungen gestellt. Eine wartungsfreie Fettfüllung genügt diesen Ansprüchen und bietet außerdem Vorteile bei der Auswahl kostengünstiger, reibungsarmer Dichtungen.

Durch die Verwendung eines einfachen Aktors gewinnt das Getriebe zusätzlich an Funktionalität. Mit dem Aktor wird die Abstützung des Hohlrades am Kurbelgehäuse gesteuert. Dies geschieht durch Unterbrechung des Kraftflusses zum Gehäusehalter mit Hilfe eines Elektromagneten. So kann der Startergenerator im motorischen Betrieb bei stehender Kurbelwelle Nebenaggregate antreiben. Insbesondere vor dem Hintergrund einer Standklimatisierung erscheint diese Option interessant.

Das Elektrische Schaltgetriebe zeichnet sich durch folgende Eigenschaften aus:

- Sehr niedriger Kraftstoffverbrauch durch
 - Start-Stopp
 - Rekuperation bei abgekoppeltem Verbrennungsmotor
 - Einbindung der Klimaanlage in das Triebstrang-Management
- Schaltkomfort wie das Basisgetriebe ohne E-Maschine
- (Minimal-)Hybrid als Add-on-Lösung mit elektrischen Leistungen je nach Anforderung bis zu 30 kW

- Vergleichsweise niedrige Kosten wegen reduzierter Anforderungen an die elektrischen Komponenten
- Günstige Abmessungen von elektrischer Maschine und Leistungselektronik
- Hohe Funktionalität (Elektrisches Fahren, Boosterfunktion, Standklimatisierung)

Der riemengetriebene Startergenerator wird durch nachstehende Eigenschaften charakterisiert:

- Reduzierter Kraftstoffverbrauch durch Start-Stopp
- Geringer Entwicklungsaufwand, leicht applizierbar
- Anbindung an Verbrennungsmotor unabhängig vom Getriebe
- Sehr niedrige Systemkosten, insbesondere bei Verwendung eines 14 V-Systems
- Kein zusätzliches Gewicht
- Günstige Bauraumverhältnisse

Durch den Einsatz des detailliert beschriebenen Zweistufengetriebes kann darüber hinaus die Übersetzung des Riementriebes niedrig gewählt werden. Dies führt neben einer deutlichen Entlastung von Riemen und Spannsystem zu weiteren Verbrauchsvorteilen durch Betriebspunktverlagerung des Generators und reduzierte Massenträgheiten. Weitere Vorteile sind die schwingungstechnische Entkopplung des Nebenabtriebs durch den Aggregatefreilauf und die optionale Neutralstellung des Getriebes für den elektrischen Antrieb von Klimakompressor, Wasser- und Lenkhilfpumpe bei stehendem Verbrennungsmotor.

Startergeneratoren und Hybridantriebe sind geeignete Mittel, um den Kraftstoffverbrauch zukünftiger Fahrzeuge signifikant zu verringern. Beide hier vorgestellten Systeme haben das Potenzial, einen wesentlichen Beitrag zur Reduzierung des viel diskutierten anthropogenen CO₂-Ausstoßes entsprechend den bekannten gesetzlichen Forderungen zu leisten.

Software spielt im Bereich der Fahrzeugtechnik eine erhebliche Rolle. Besonders im Fahrzeug selbst nehmen Anzahl und Bedeutung von mechatronischen Systemen, die einen starken Integrationsgrad von mechanischer und elektronisch / softwarebasierter Funktionalität haben, deutlich zu. Die Software nimmt hier Funktionen im Bereich Steuern und Regeln wahr, oder übernimmt als Automatisierungslösung Funktionen, die zuvor vom Fahrer ausgeübt wurden.

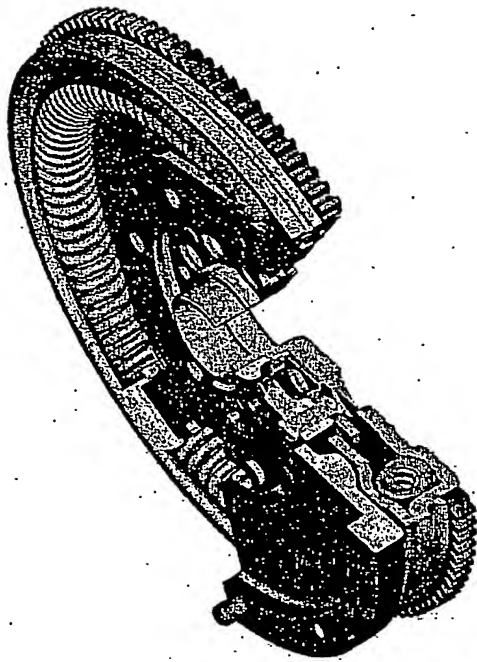
Die Funktionalität der Systeme wird zunehmend komplexer, und diese Komplexität des Systemverhaltens wird zunehmend auf die Software verlagert. Während im Bereich mechanischer und elektronischer Hardware, auch markenübergreifend, immer mehr Plattformen eingesetzt werden, kommt der Software auch zunehmend die Aufgabe der Individualisierung der System- und Fahreigenschaften zu.

LuK Lamellen und Kupplungsbau Beteiligungs KG
Industriestraße 3
77815 Bühl

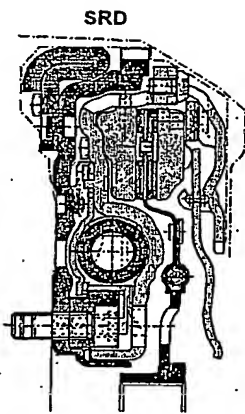
0790

Zusammenfassung

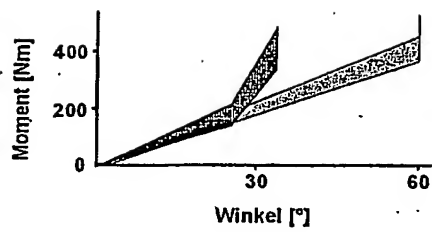
Die Erfindung betrifft einen Antriebsstrang insbesondere für ein Kraftfahrzeug und ein Verfahren zum Betrieb.



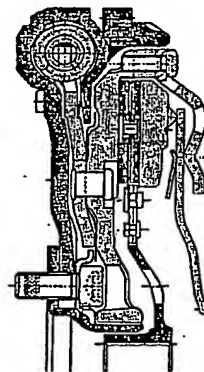
Figur 1

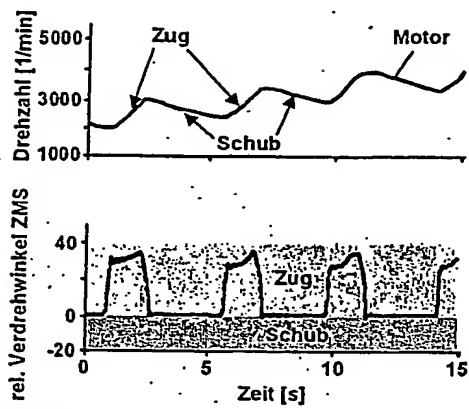


Figur 2

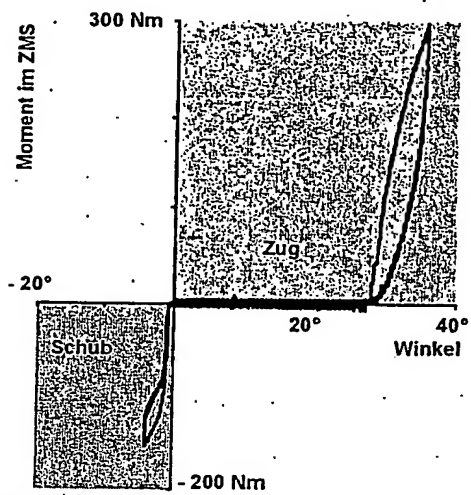


Standard-ZMS

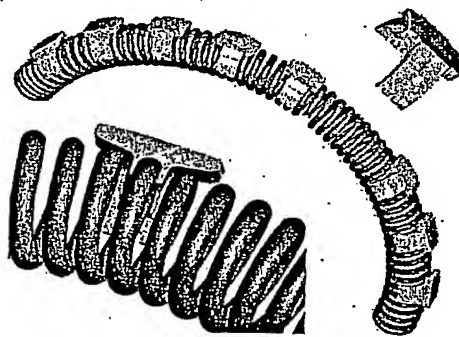




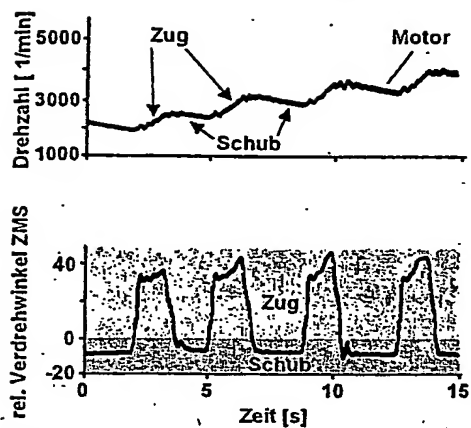
Figur 3



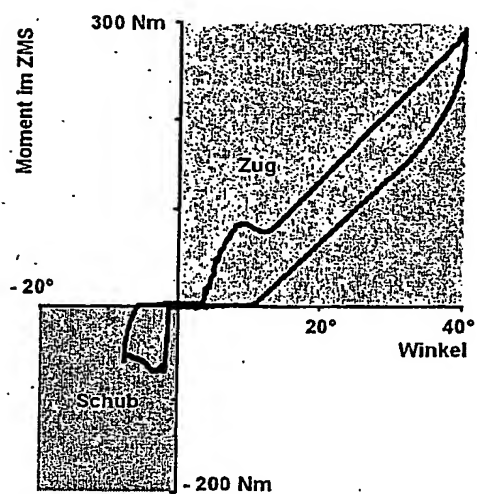
Figur 4



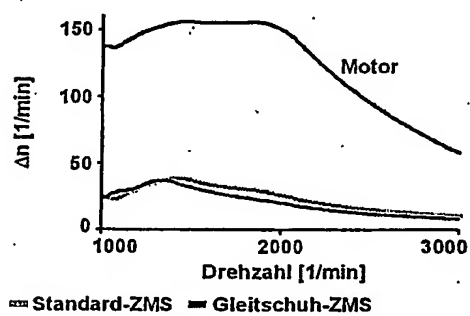
Figur 5



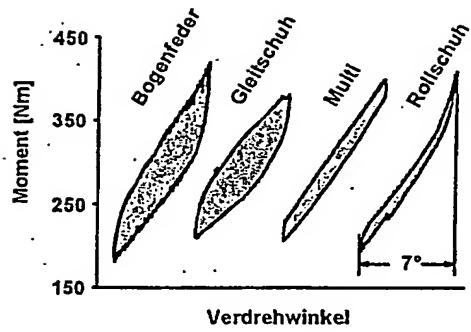
Figur 6



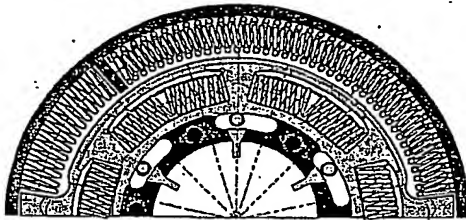
Figur 7



Figur 8



Figur 9

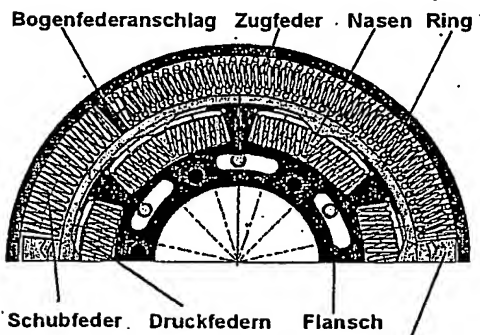


Außendämpfer:

- keine vorgespannte Bogenfeder
- $M_{\text{Anschlag}} < M_{\text{Motor}}$

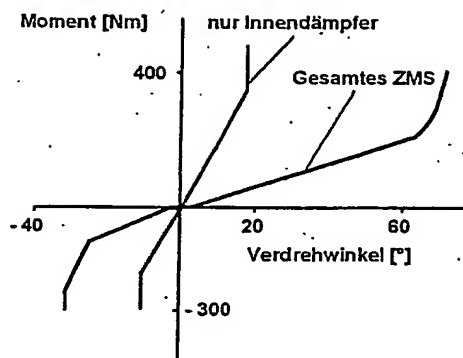
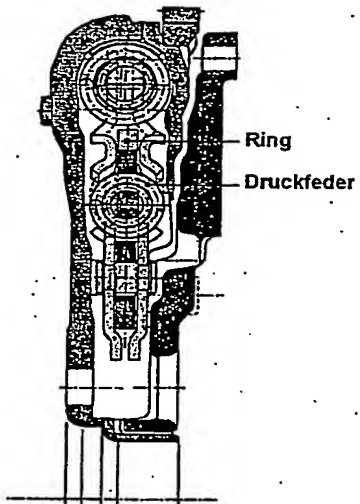
Innendämpfer:

- reibungsfrei
- Serienschaltung 2er Druckfedern
- $M_{\text{Anschlag}} < M_{\text{Motor}}$

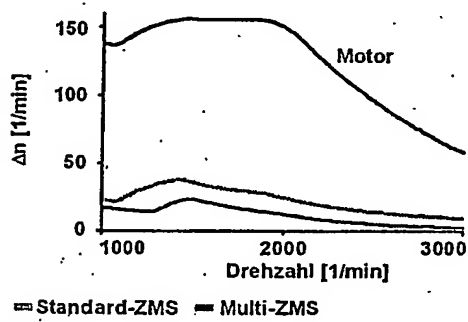


Seitenbleche für Innendämpfer mit
Flanschlappen für Außendämpfer

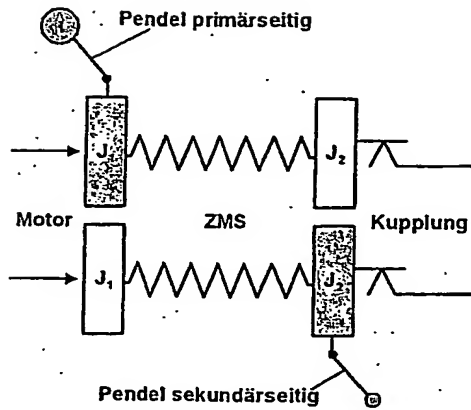
Figur 10



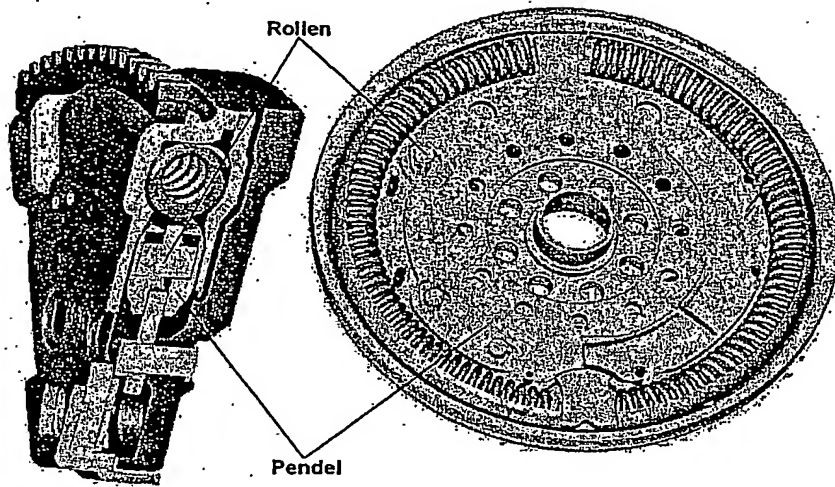
Figur 11



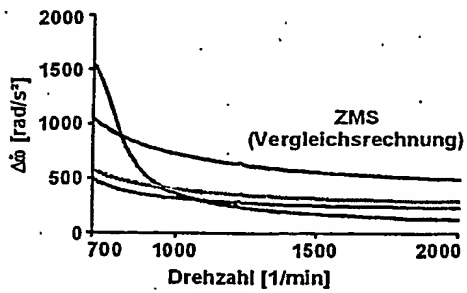
Figur 12



Figur 13

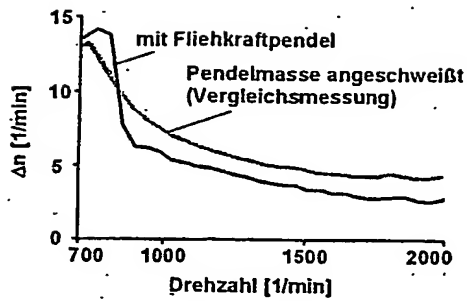


Figur 14

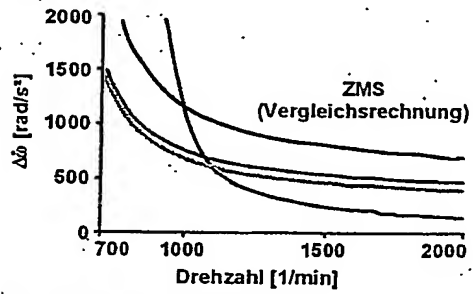


Eigenfrequenz abgestimmt auf:
 — 3. Ordnung — 3,1. Ordnung — 3,2. Ordnung

Figur 15



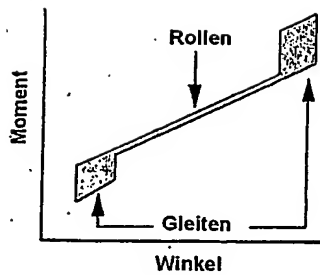
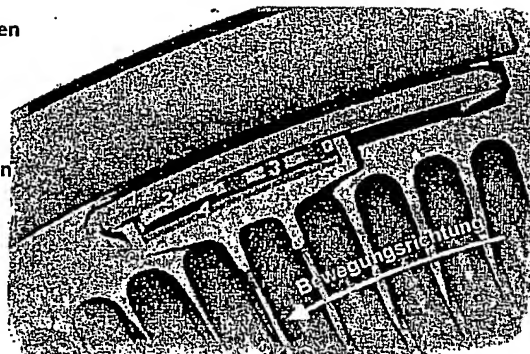
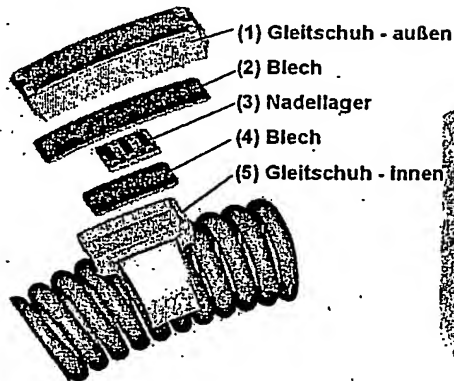
Figur 16



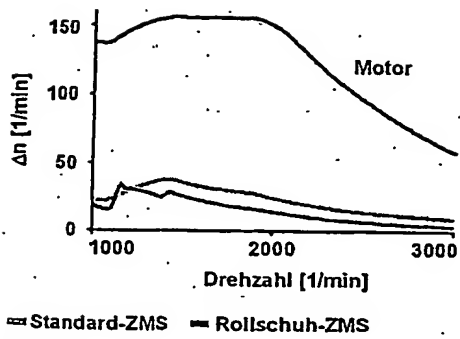
Eigenfrequenz abgestimmt auf:

⇒ 2. Ordnung ⇒ 2,2. Ordnung ⇒ 2,5. Ordnung

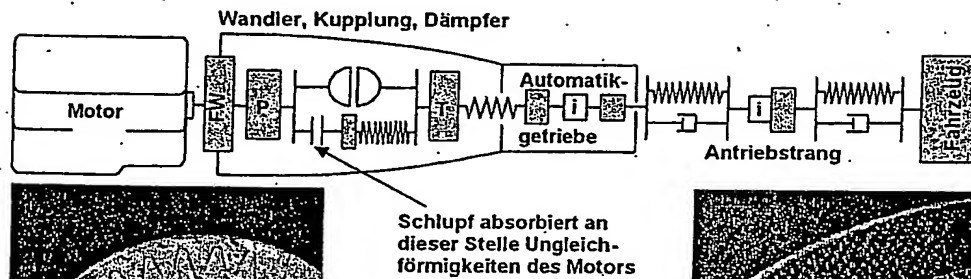
Figur 17



Figur 18



Figur 19

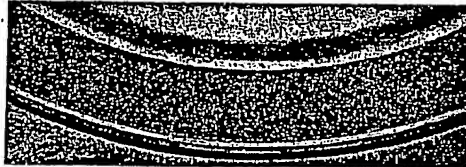


Figur 20

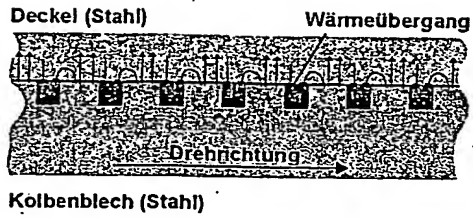
Genuteter Deckel



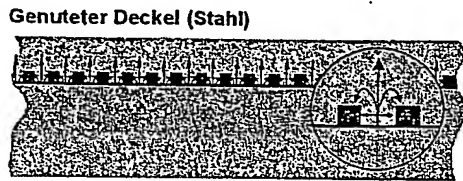
Ungenuteter Reibbelag



Figur 21



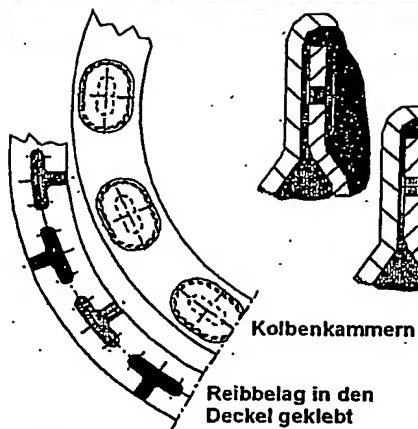
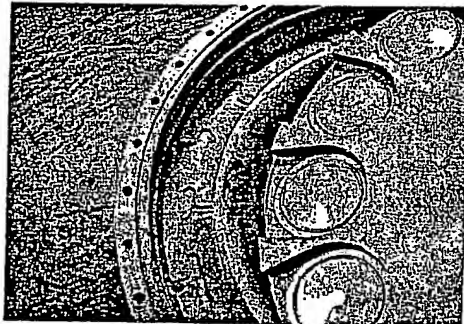
Wärmeübergang in den Deckel und dann
in das Öl der sich vorbeibewegenden Nuten



Mehr Nuten bedeutet besserer Wärmeüber-
gang bei gleichbleibender Durchflußrate

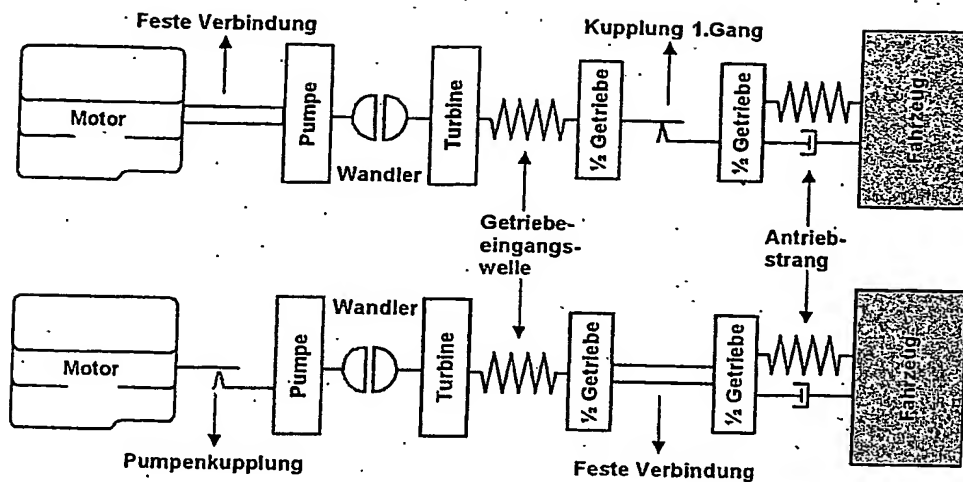
■ Ölnuten ■ Reibbelag (Wärmeisolator)

Figur 22



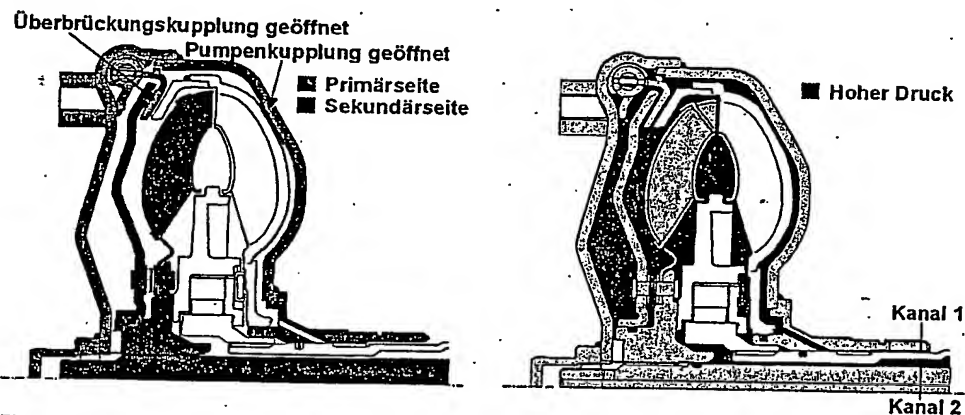
Figur 23

Schaltvorgang von Leerlauf nach "D"

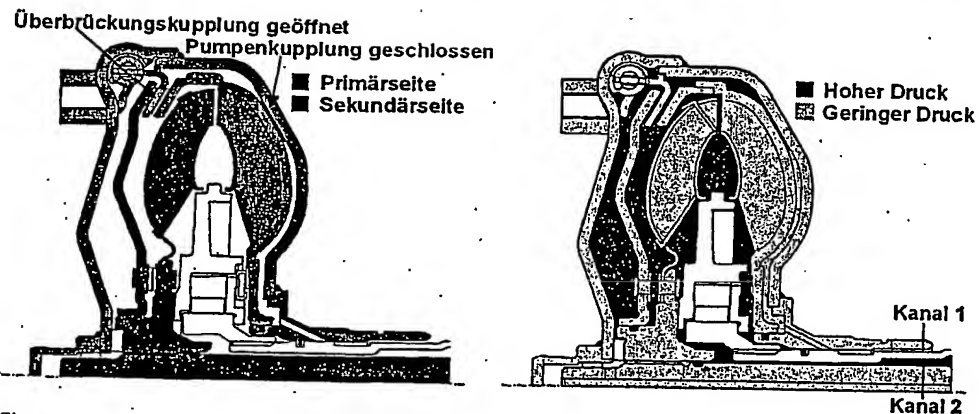


Betätigung der Kupplung zwischen Deckel und Pumpe

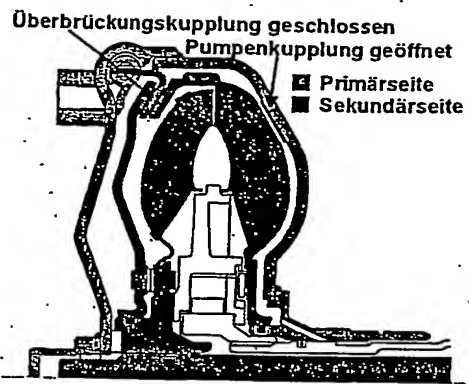
Figur 24



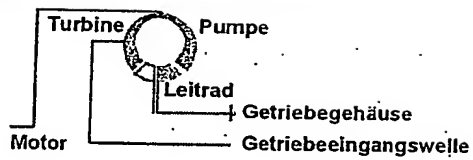
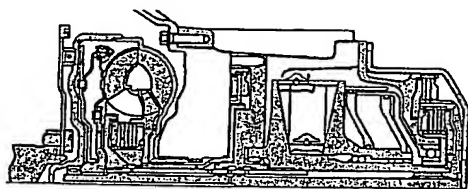
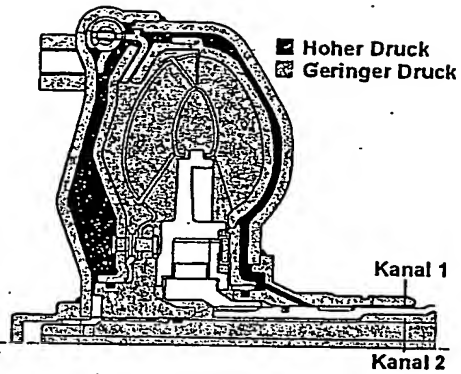
Figur 25



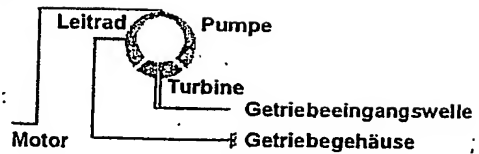
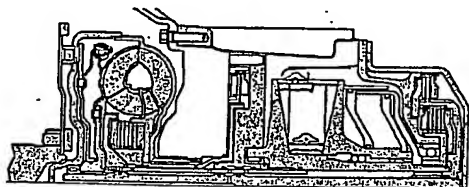
Figur 26



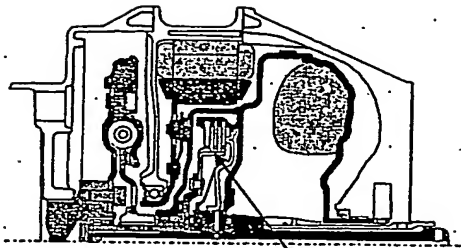
Figur 27



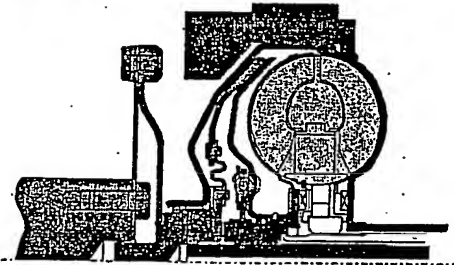
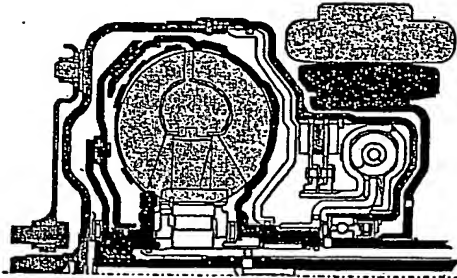
Figur 28



Figur 29

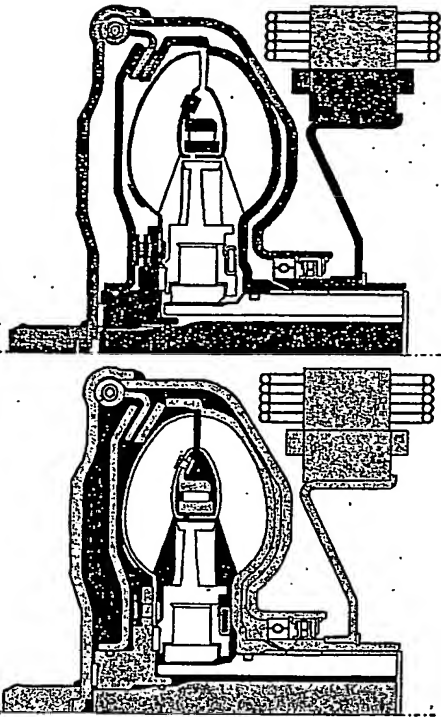


Kupplung zur Abkopplung des
Verbrennungsmotors

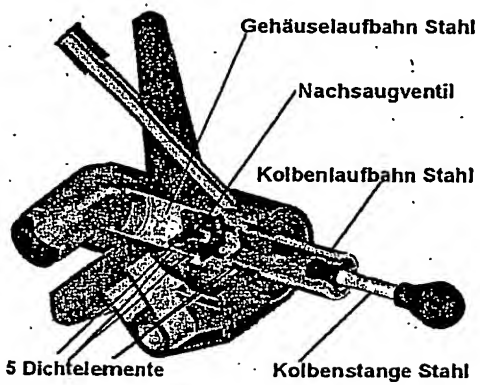


▨ E-Maschine ▨ Wandler

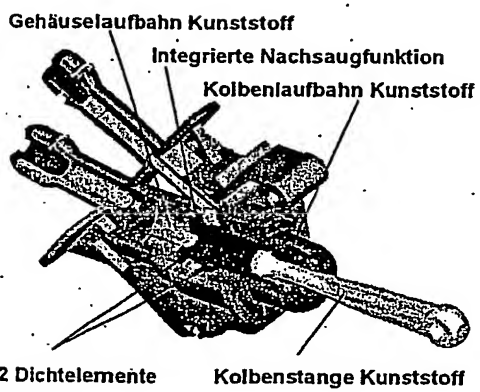
Figur 30



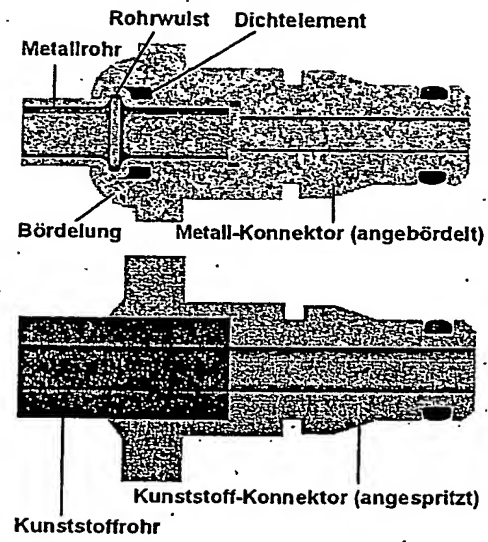
Figur 31



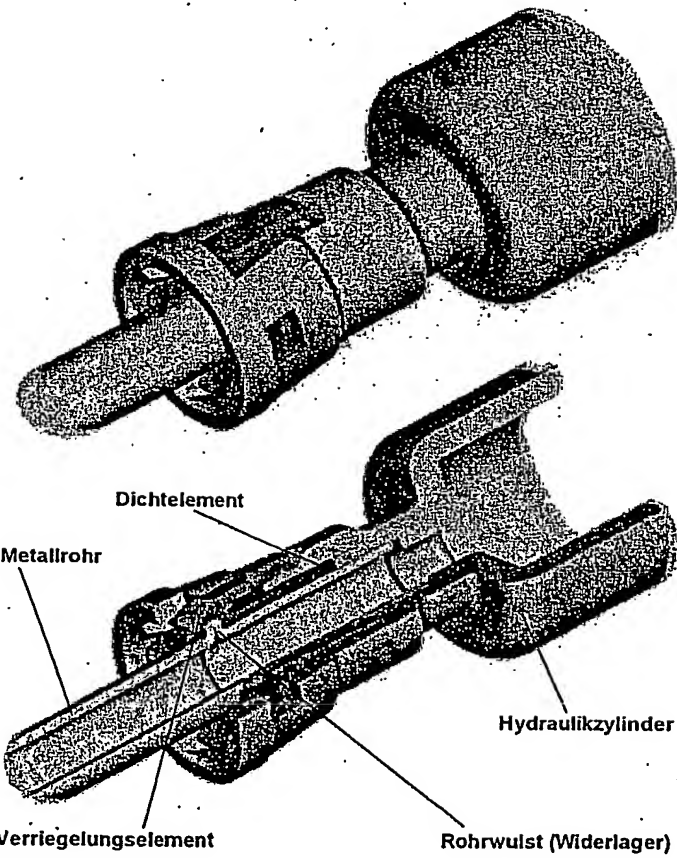
Figur 32



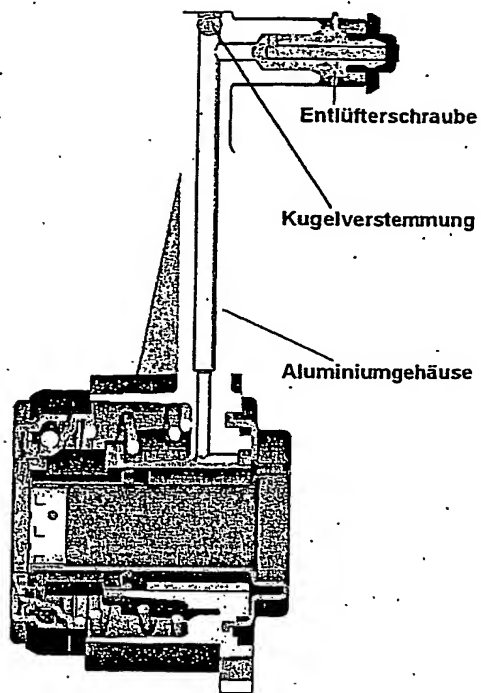
Figur 33



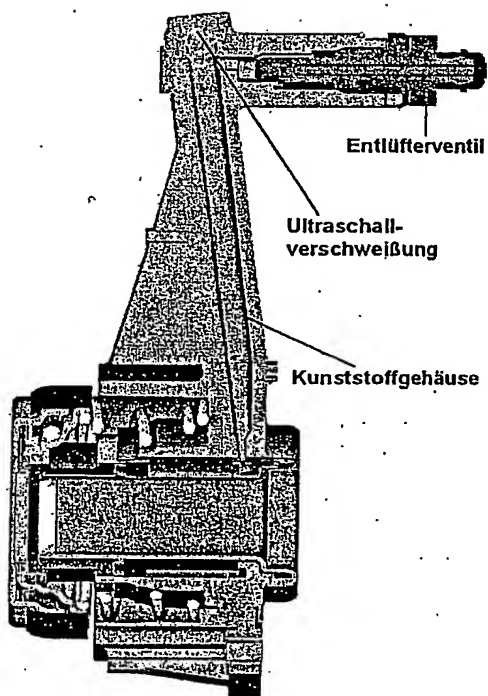
Figur 34



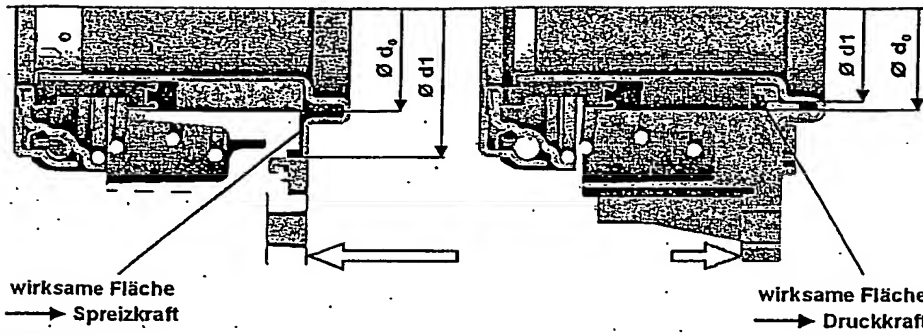
Figur 35



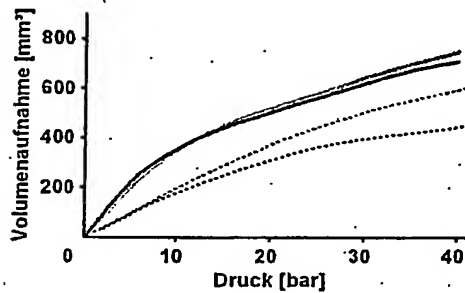
Figur 36



Figur 37



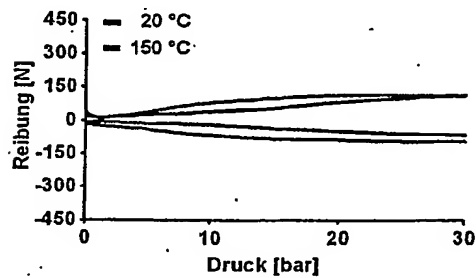
Figur 38



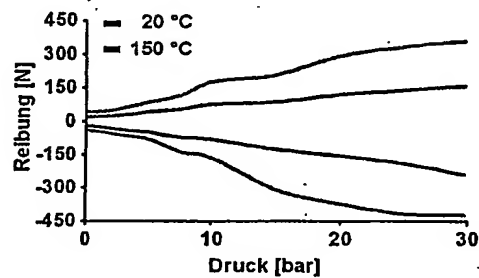
- Kunststoff - CSC +80 °C
- Kunststoff - CSC -40 °C
- Aluminium - CSC +80 °C
- Aluminium - CSC -40 °C

Figur 39

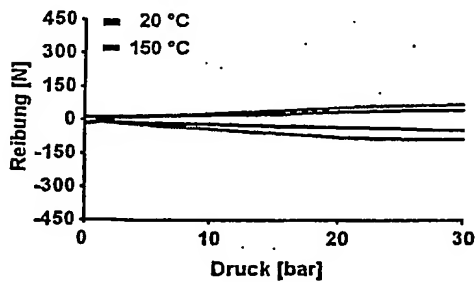
Aluminium - CSC Neuzustand



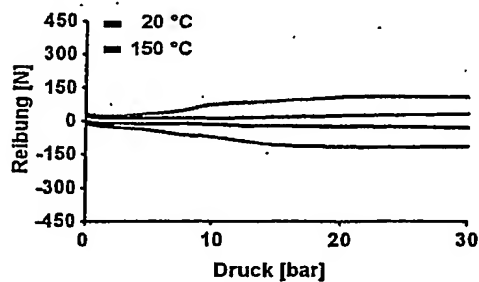
Aluminium - CSC nach Laufstrecke



Kunststoff - CSC Neuzustand



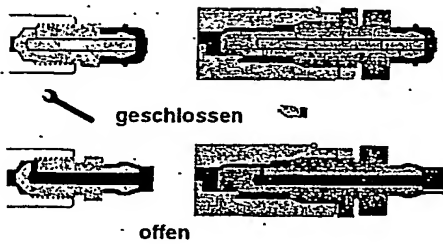
Kunststoff - CSC nach Laufstrecke



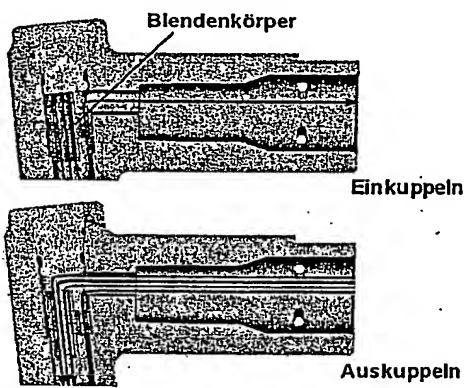
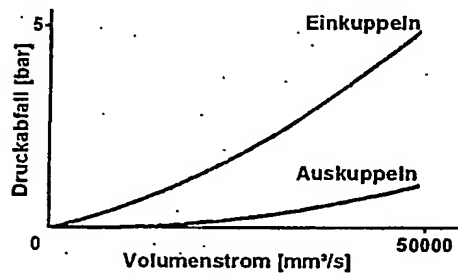
Figur 40

Entlüfterschraube

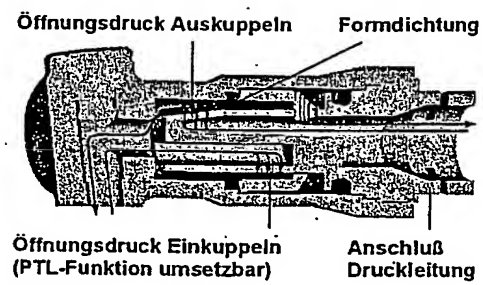
Entlüfterventil



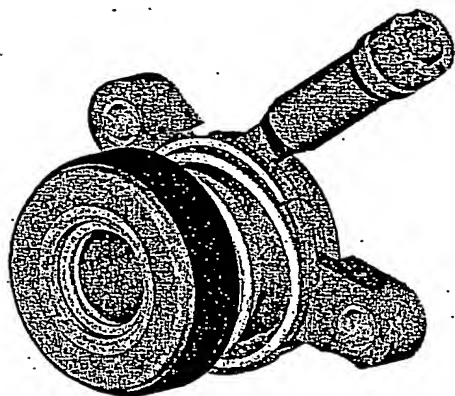
Figur 41



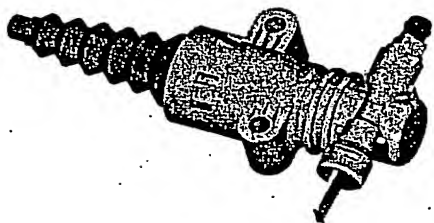
Figur 42



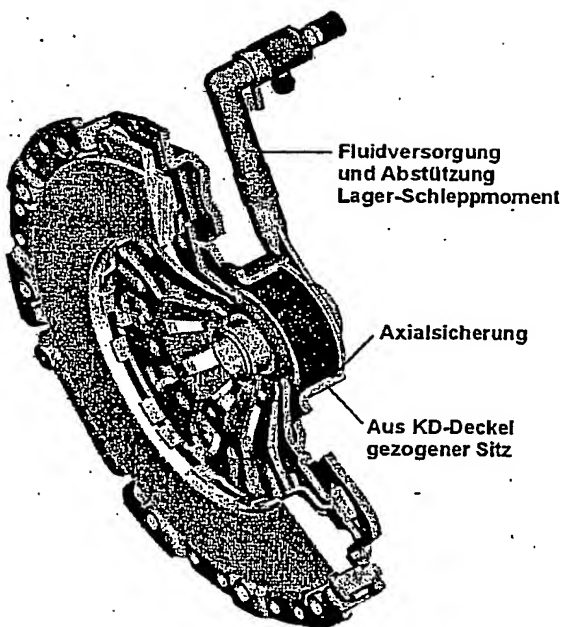
Figur 43



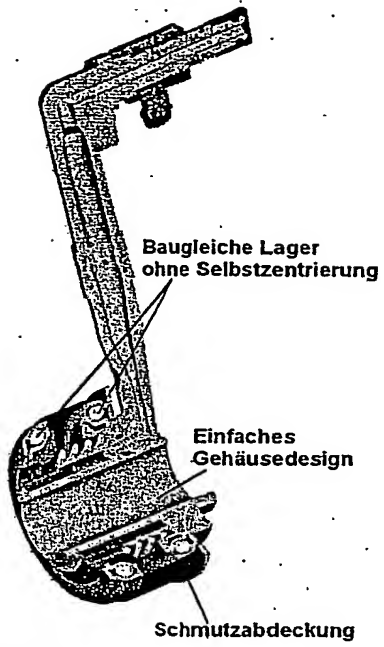
Figur 44



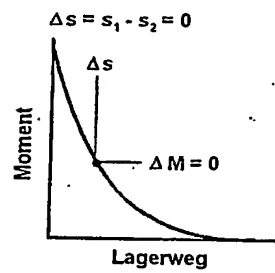
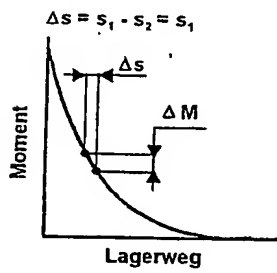
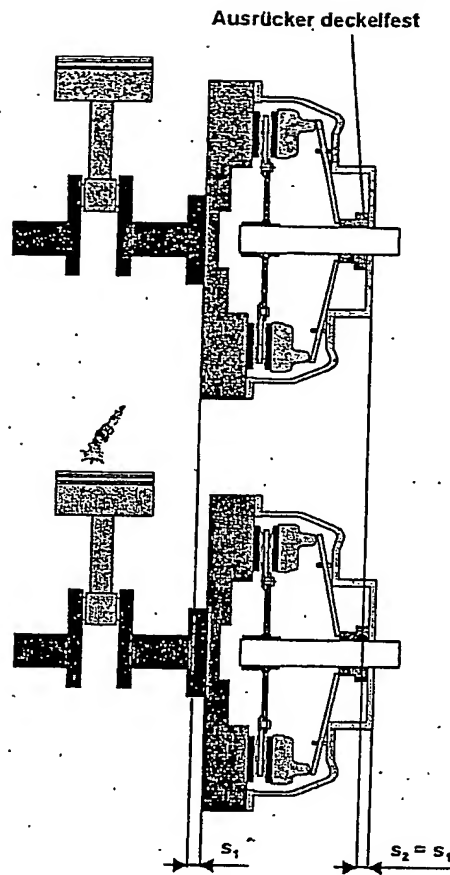
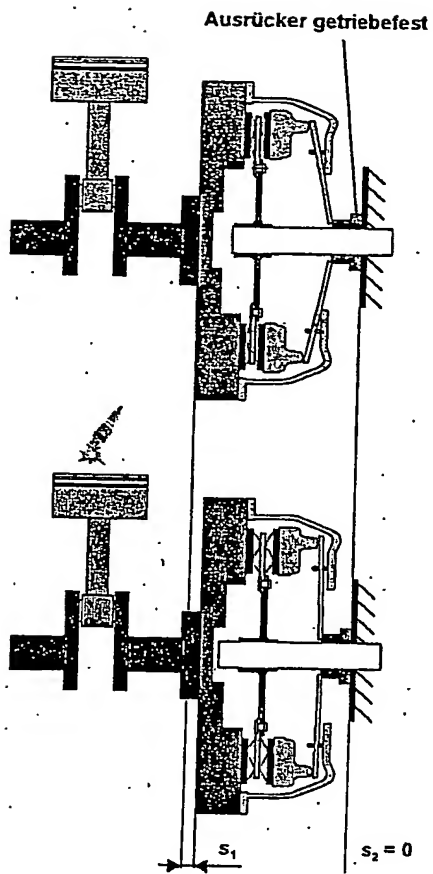
Figur 45



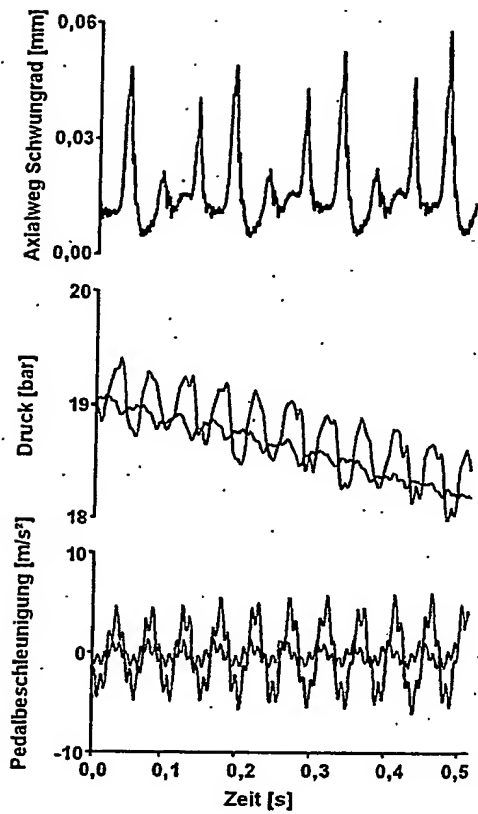
Figur 46



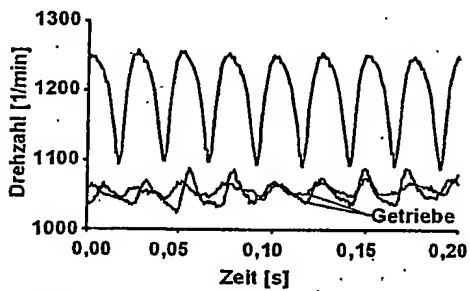
Figur 47



Figur 48

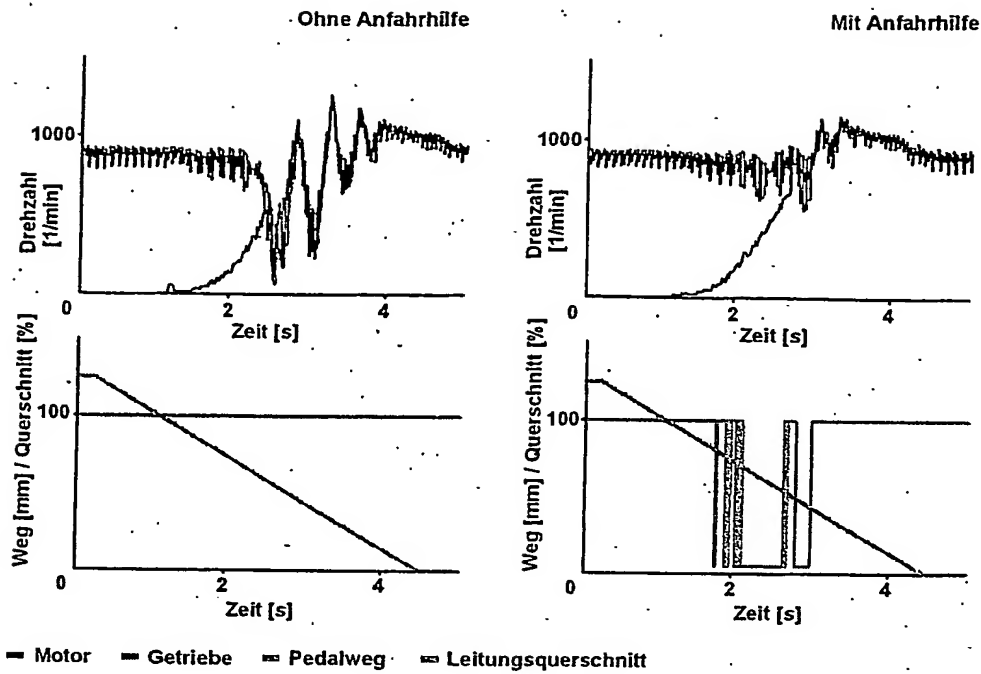


Figur 49

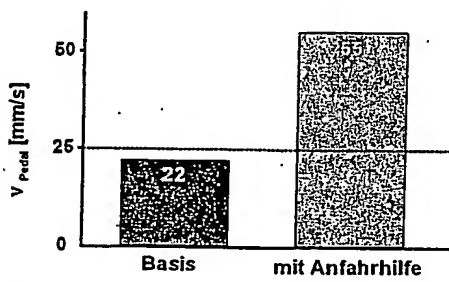


— Motor
 - - - Ausrucker getriebefest
 ... Ausrucker deckelfest

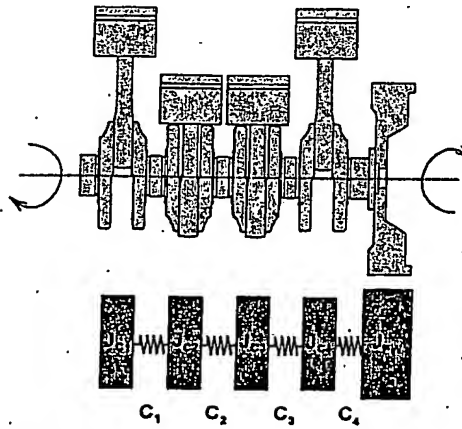
Figur 50



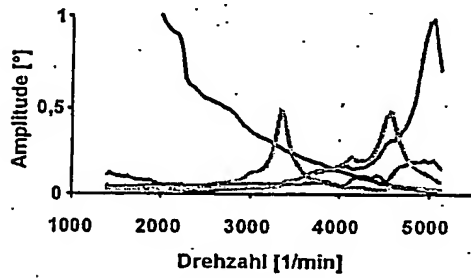
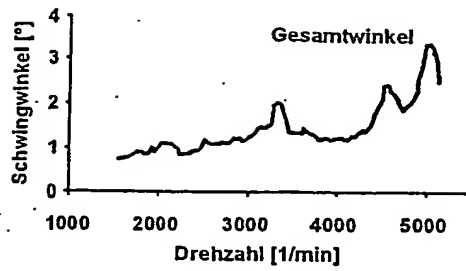
Figur 51



Figur 52

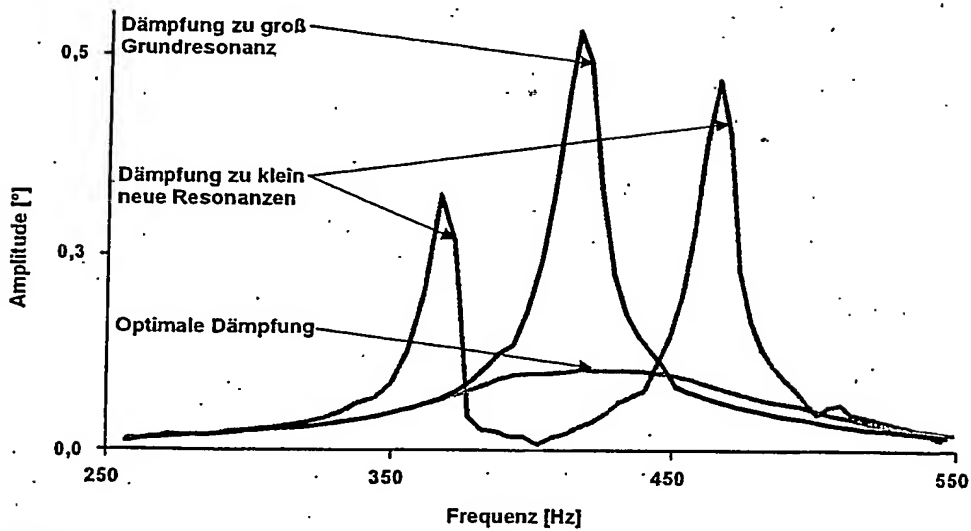


Figur 53

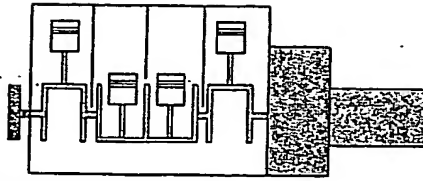


■ 2,5.Ordnung ■ 5,0.Ordnung ■ 7,5.Ordnung
 ■ 4,5.Ordnung ■ 5,5.Ordnung

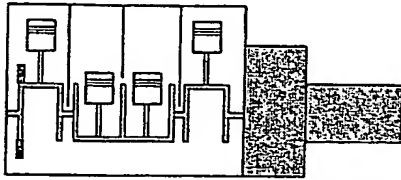
Figur 54



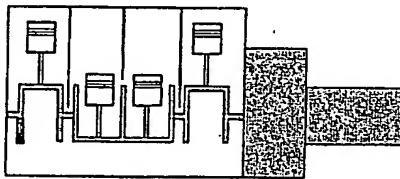
Figur 55



aussenliegender Dämpfer

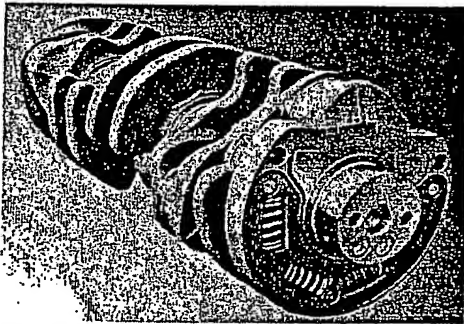


interner Dämpfer deutsches Patent 536 929

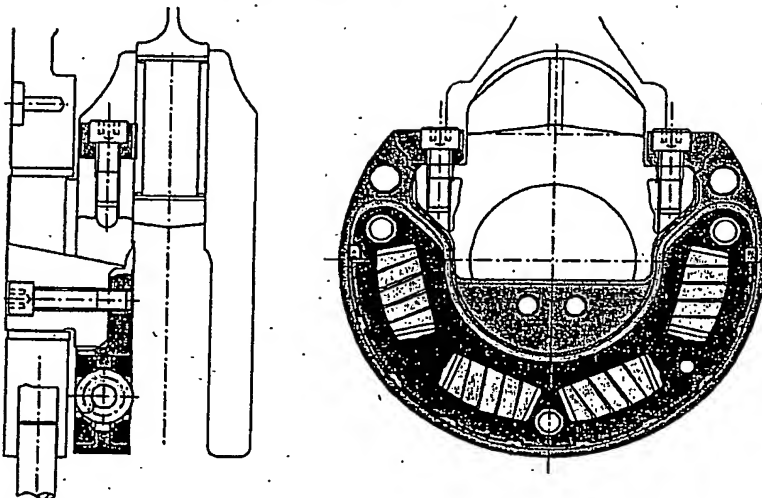


interner Dämpfer ICD

Figur 56

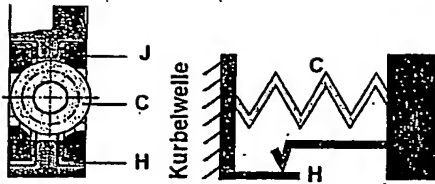
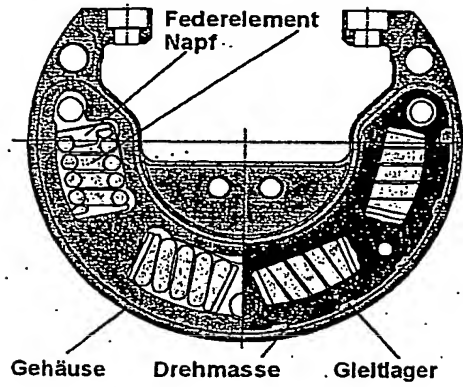


Figur 57

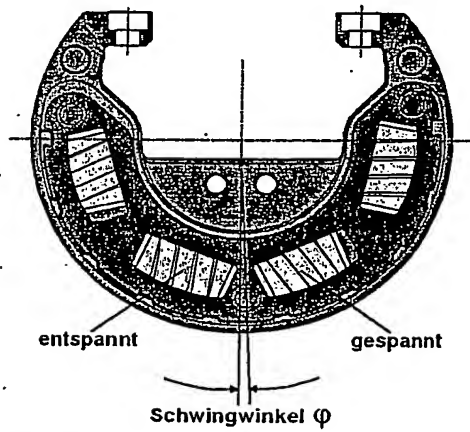


Figur 58

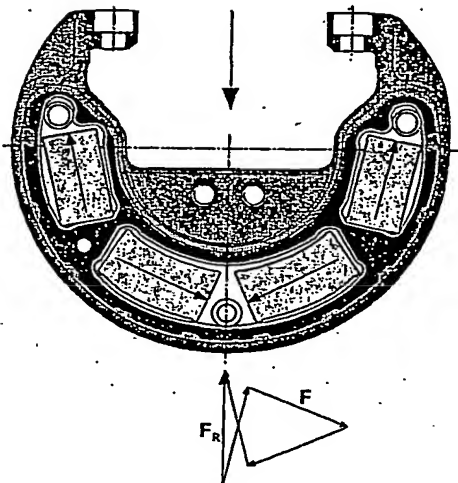
$$H = f(n) ; C = \text{const} ; J = \text{const} .$$



Figur 59



Figur 60



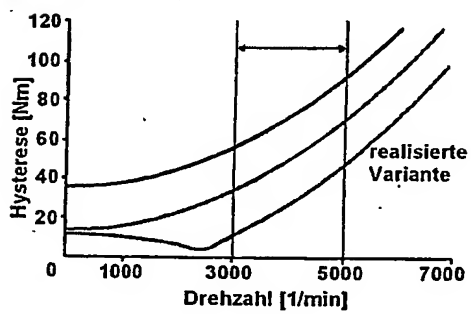
F = Federvorspannung

F_R = Resultierende der Federvorspannung

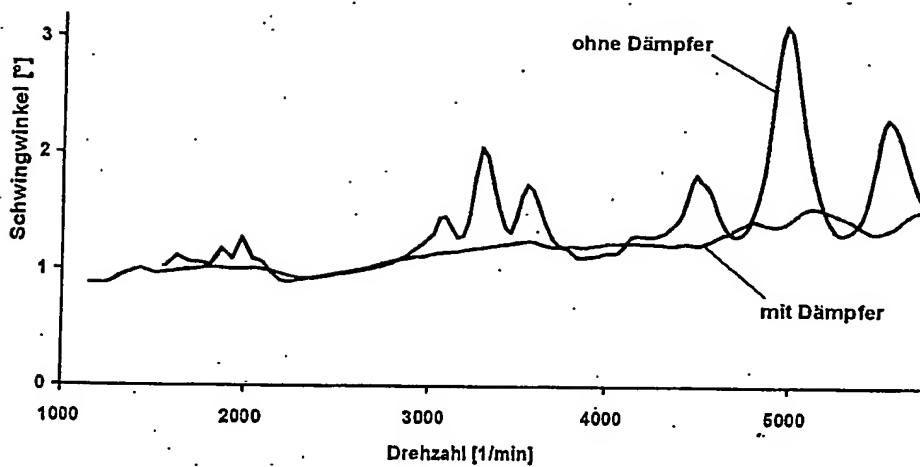
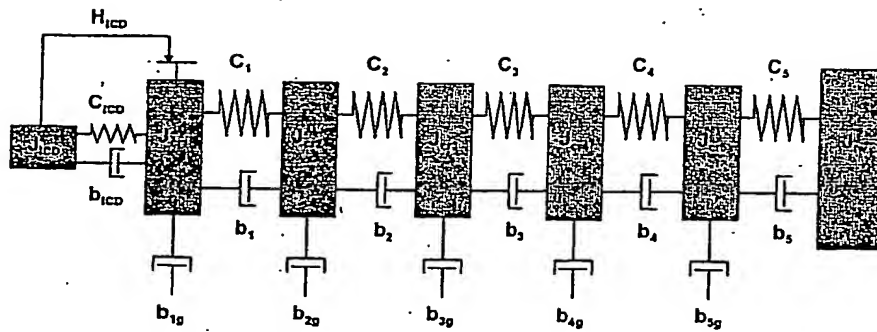
↓ = Fliehkraft

Figur 61

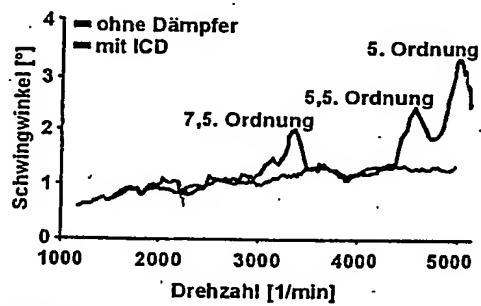
■ Hauptarbeitsbereich



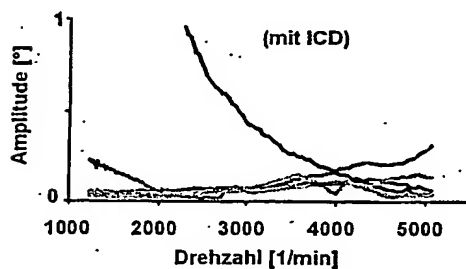
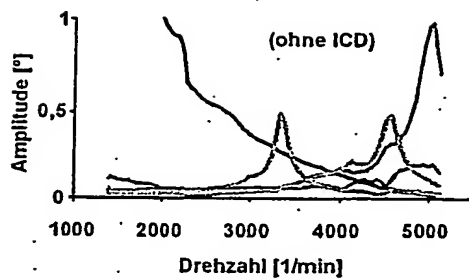
Figur 62



Figur 63

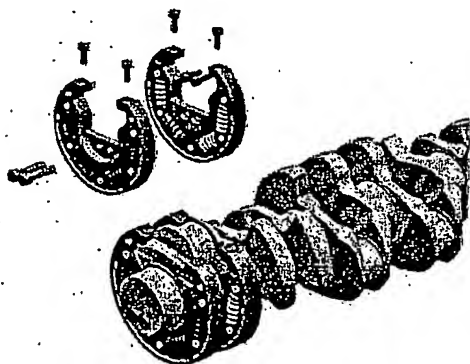


Figur 64

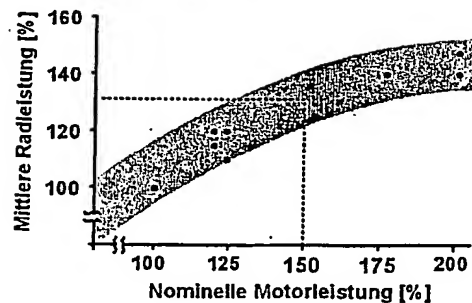


— 2,5.Ordnung — 5,0.Ordnung — 7,5.Ordnung
 — 4,5.Ordnung — 5,5.Ordnung

Figur 65

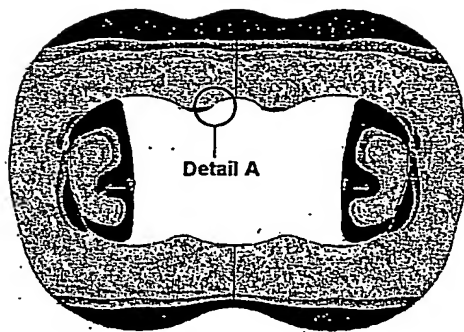


Figur 66

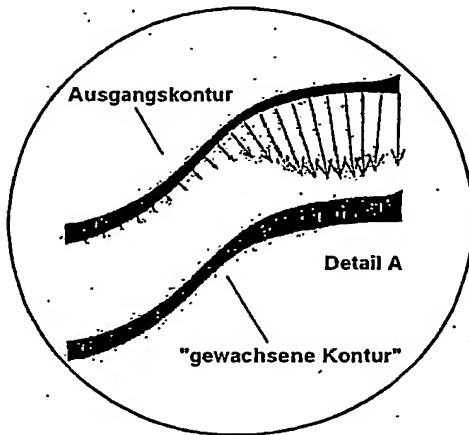


• Kundenkollektive

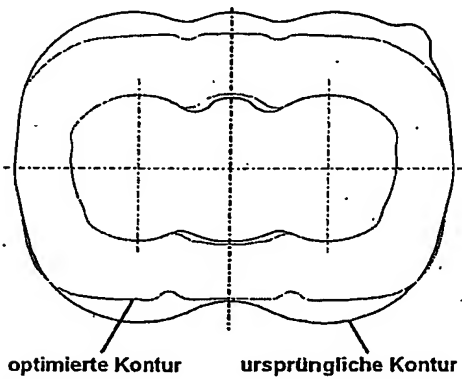
Figur 67



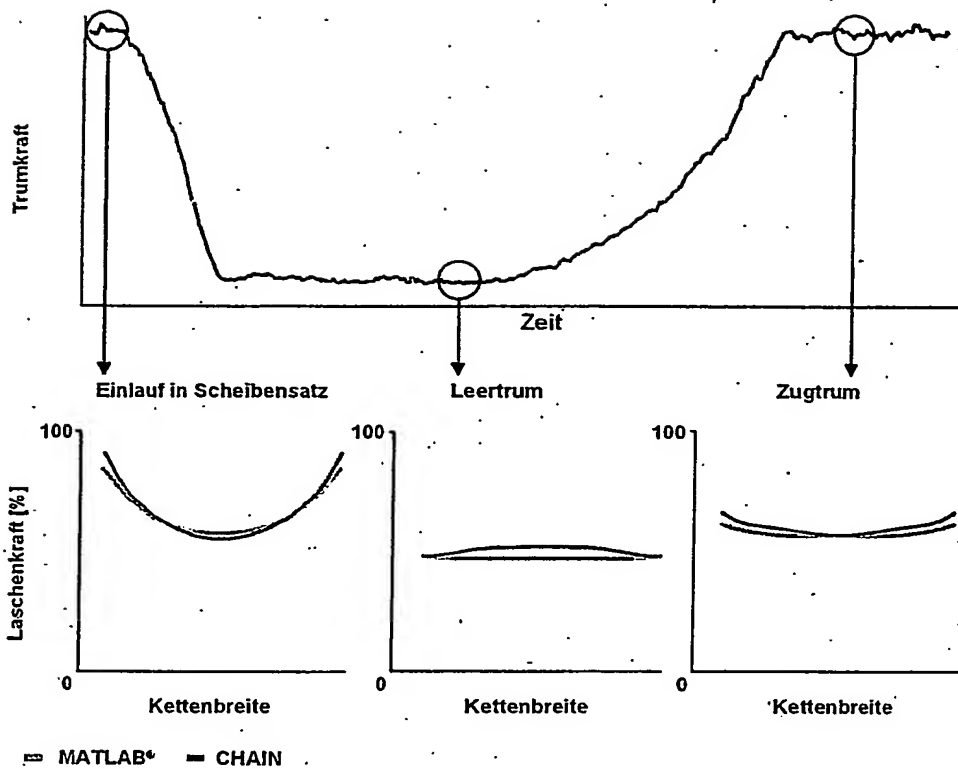
Figur 68



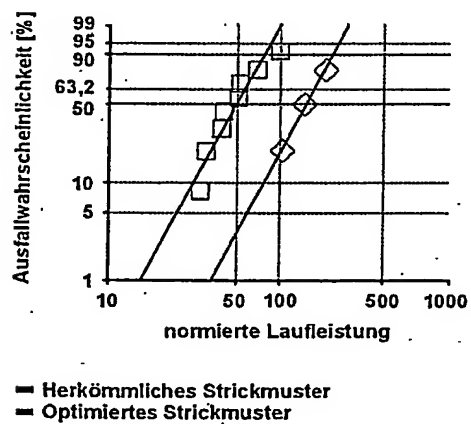
Figur 69



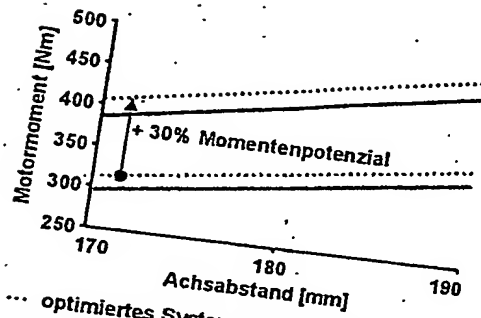
Figur 70



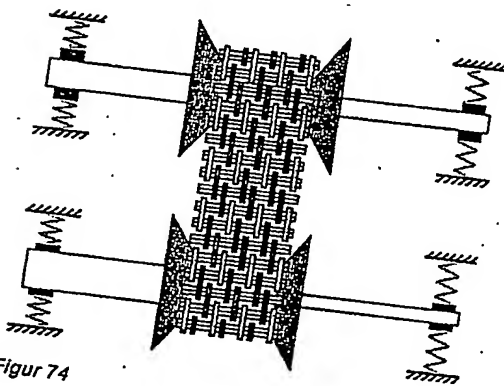
Figur 71



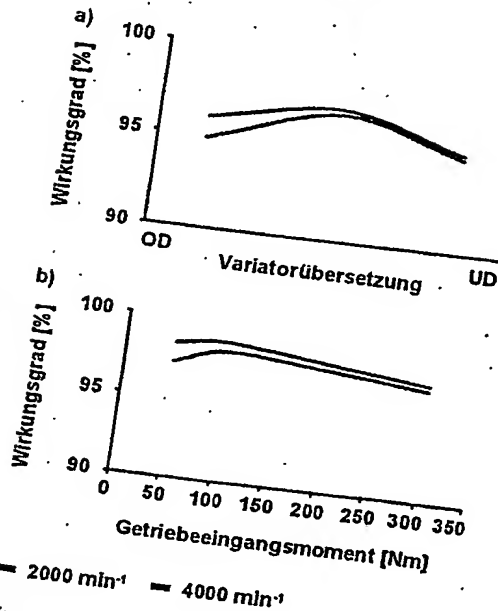
Figur 72



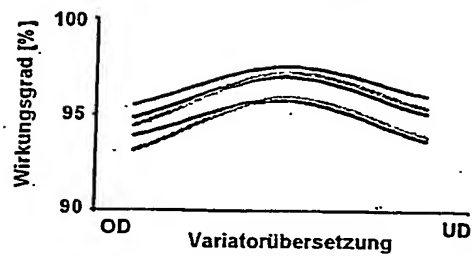
Figur 73



Figur 74



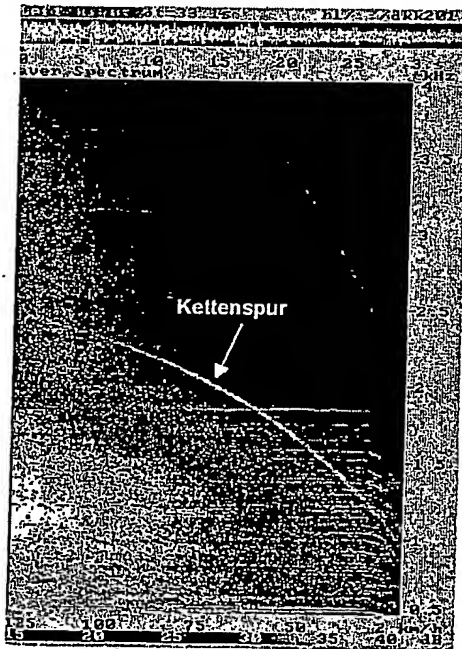
Figur 75



Variante		Scheibensatz- geometrie	Kette	Bemerkung
I	Basis A	ge- wölbt	37 mm	Serie multi- tronic®
II	B	11°	37 mm	-
III	C	7°	37 mm	-
IV	D	ge- wölbt	37 mm „Leicht“	Welle: Ø + 2 mm
V	E	ge- wölbt	37 mm	30% Über- anpressung

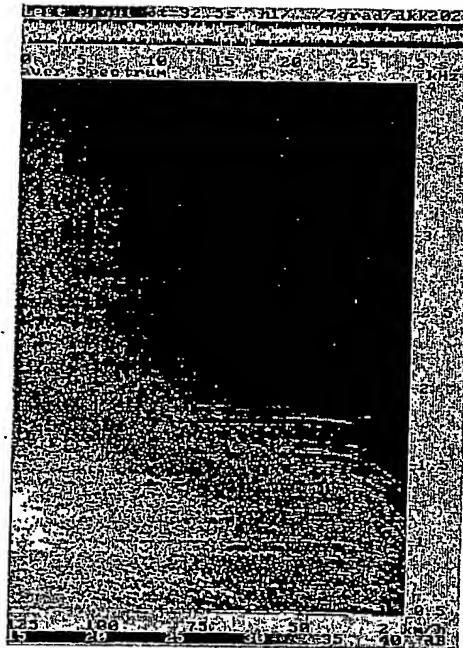
Figur 76

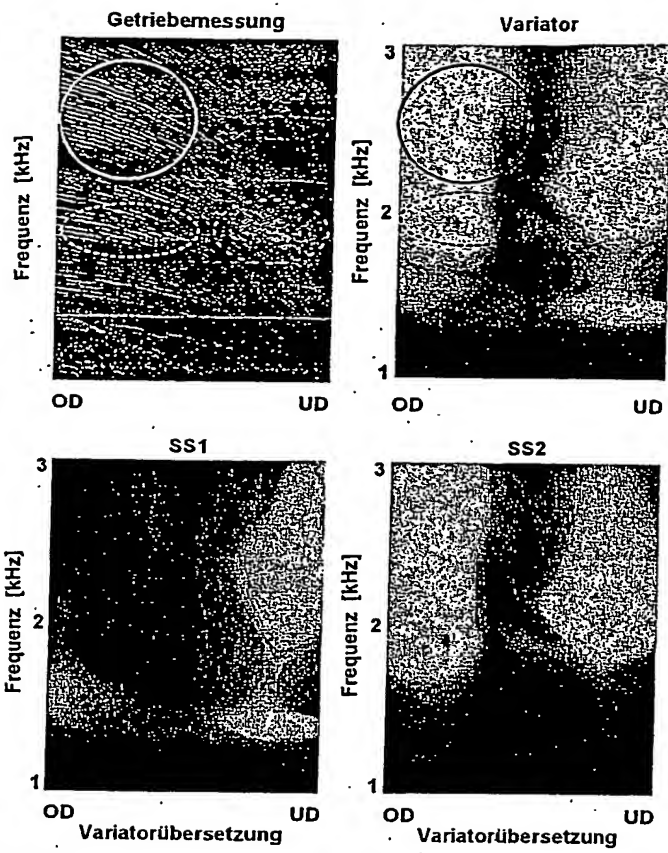
Gleichteilungskette



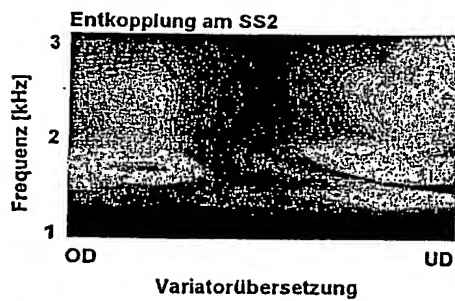
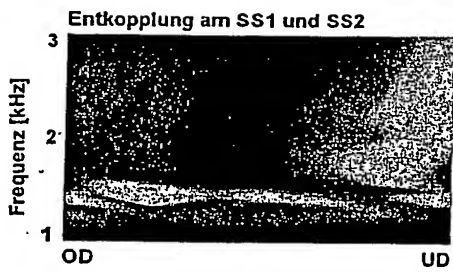
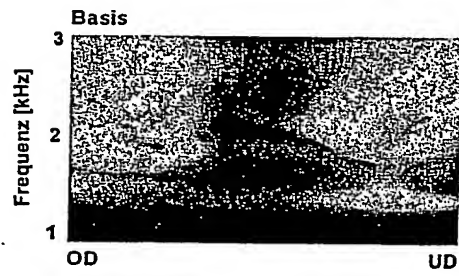
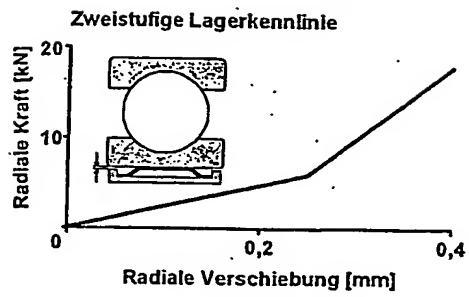
Figur 77

Random-Kette

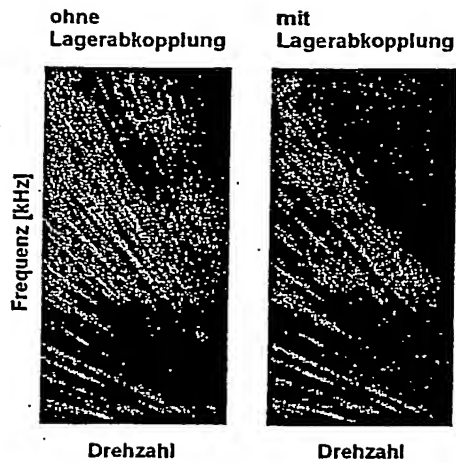




Figur 78

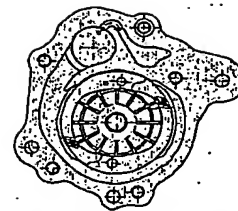
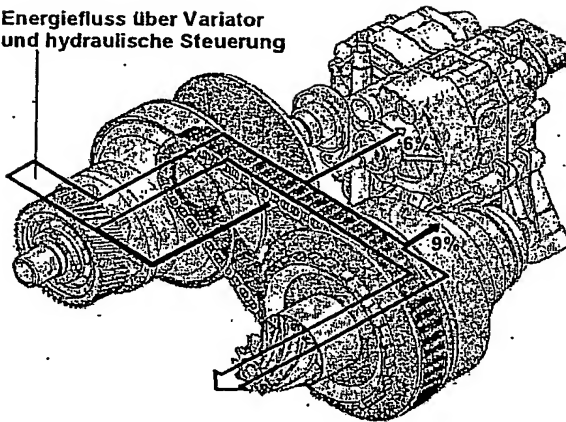


Figur 79

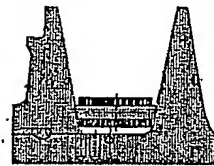


Figur 80

Energiefluss über Variator
und hydraulische Steuerung



Hydraulische Verluste



Mechanische Verluste

Figur 81

Geringe hydraulische Verluste

Geringes Fördervolumen X Geringer Pumpendruck

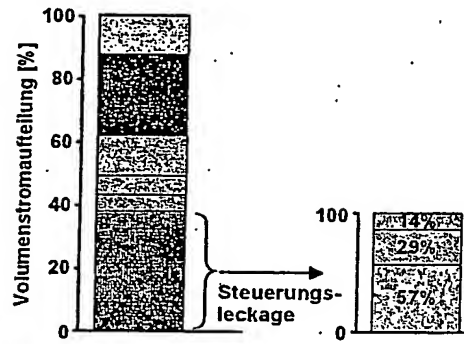
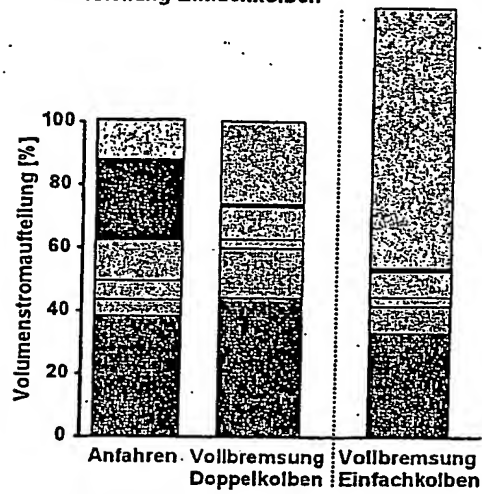
- | | |
|---|--|
| <ul style="list-style-type: none"> • Scheibensätze mit LuK Doppelkolben • Kupplungskühlung mit Saugstrahlpumpe • Geringe Leckage <ul style="list-style-type: none"> - Pumpe mit axialer und radialer Spaltkompensation - geringe Schieberzahl - enge Spiele und kleine Fertigungstoleranzen - geringe Anzahl von E-Ventilen | <ul style="list-style-type: none"> • kleine Anpress-Sicherheitsfaktoren (Schlupfregelung) • Systemdruck abhängig vom aktuellen Motormoment • geringe Rückstaudrücke |
|---|--|

Figur 82

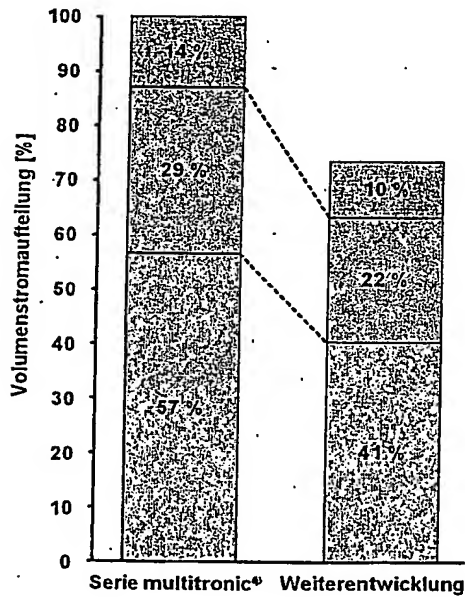
- ▨ Scheibensatzkühlung, Schmierung
- Kupplungskühlung
- ▨ Verstellung Doppelkolben
- ▨ Verstellung Einfachkolben

- ▨ Getriebeleckage

- ▨ Leckagezunahme über Lebensdauer
- ▨ Vorsteuerleckage
- ▨ Schieberleckage

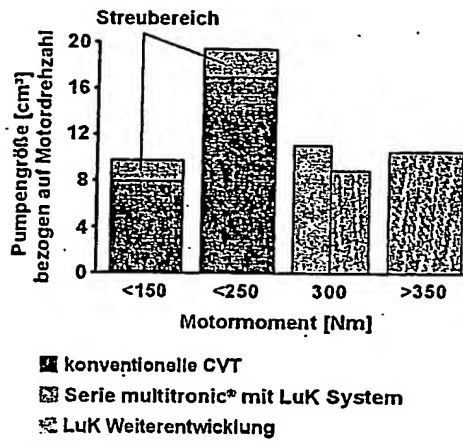


Figur 83

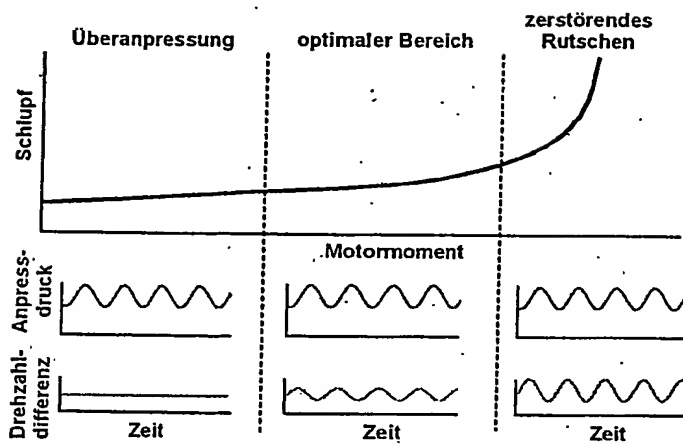


- ▨ Leckagezunahme über Lebensdauer
- ▨ Vorsteuerleckage
- ▨ Schieberleckage

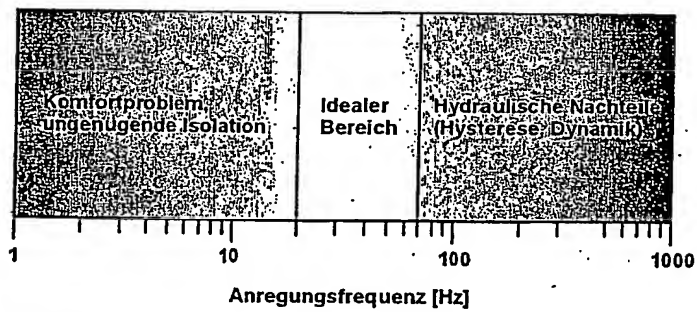
Figur 84



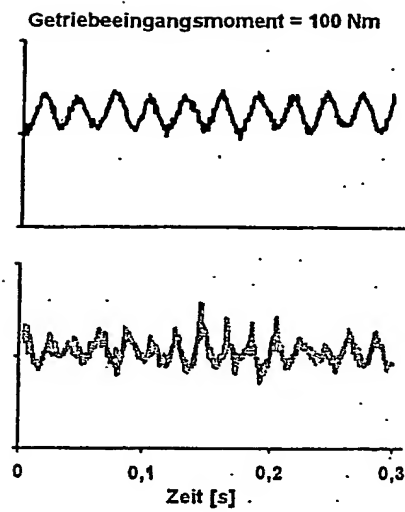
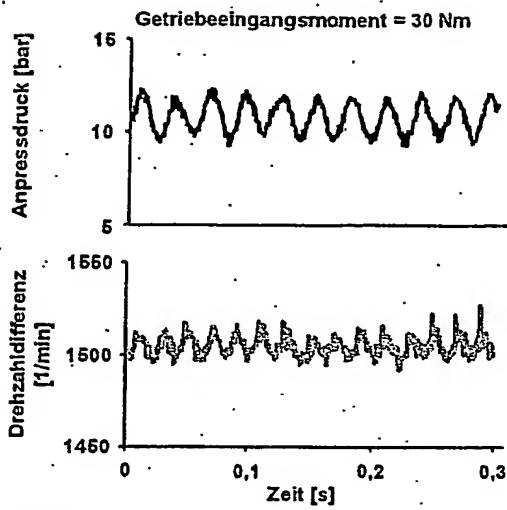
Figur 85



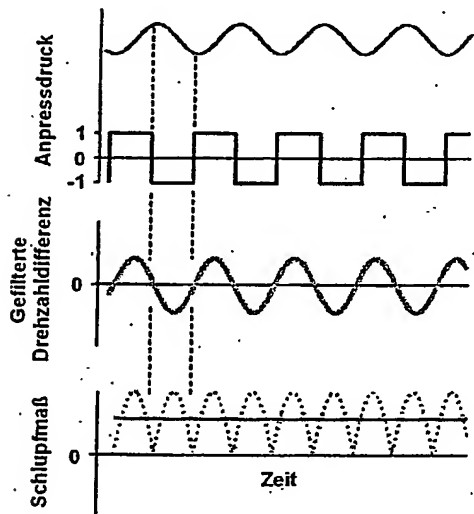
Figur 86



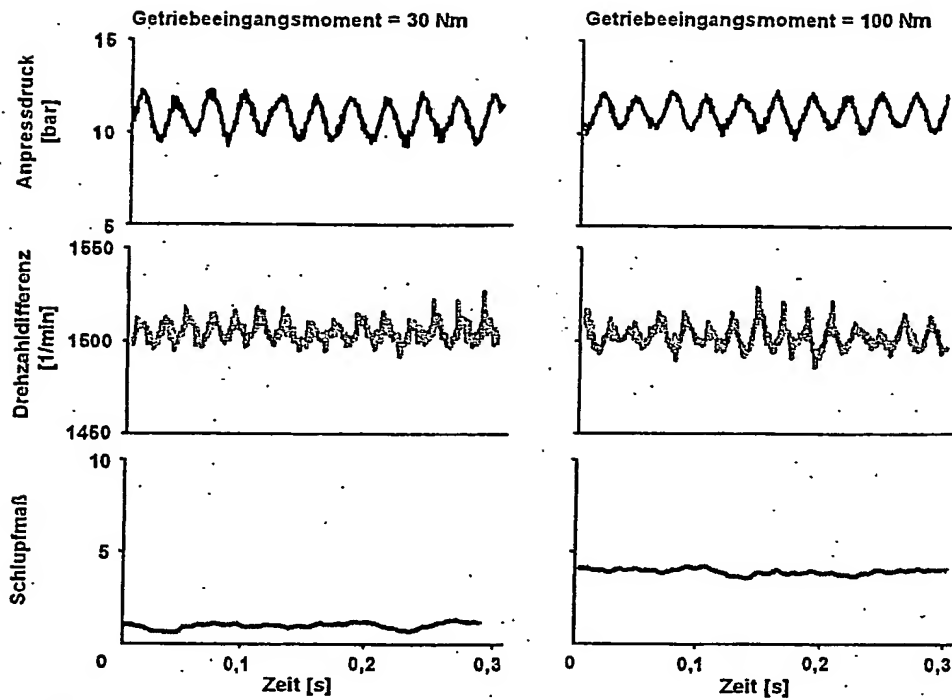
Figur 87



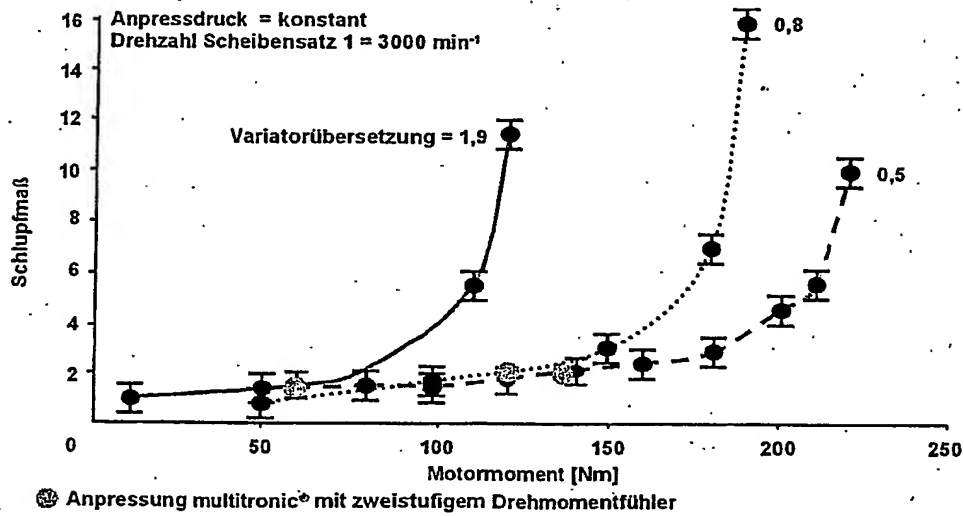
Figur 88



Figur 89

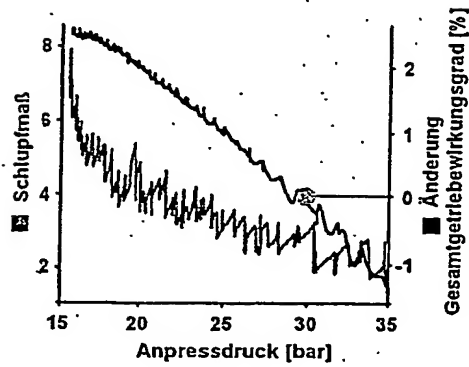


Figur 90



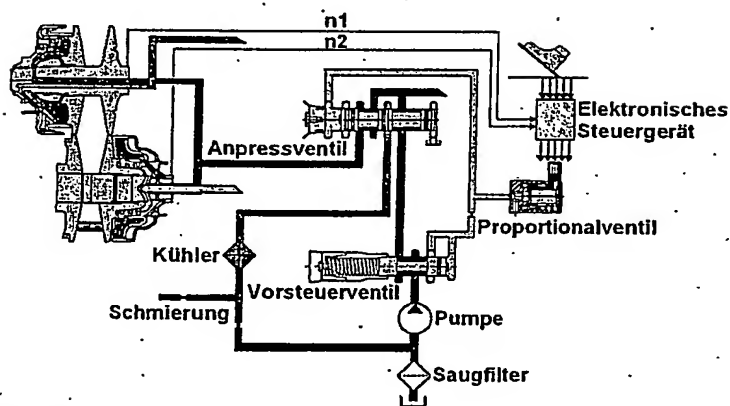
Figur 91

Variatorübersetzung = 0,47
 Getriebeeingangsmoment = 310 Nm
 Drehzahl Scheibensatz 1 = 2000 min⁻¹

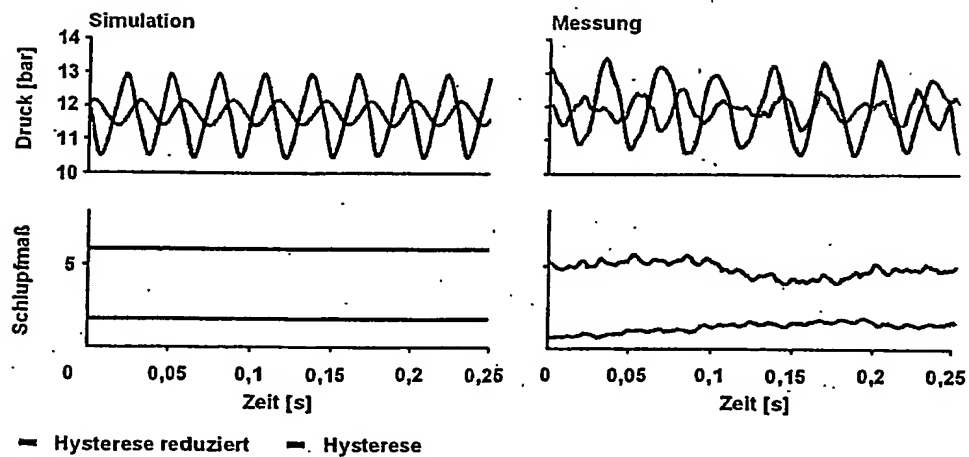


● Anpressung multitronic®
 mit zweistufigem Drehmomentfühler

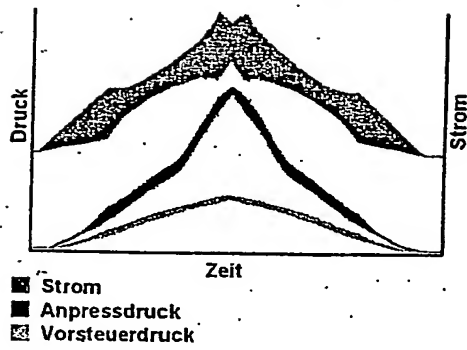
Figur 92



Figur 93

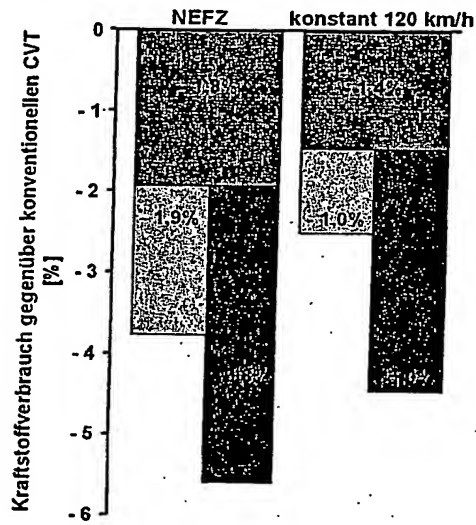


Figur 94



Figur 95

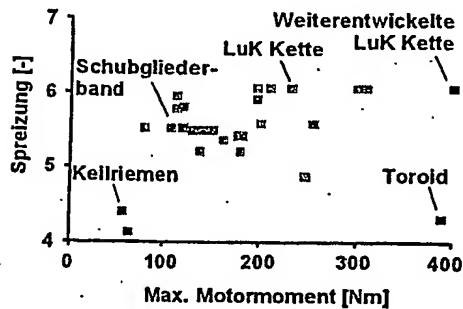
Motormoment = 300 Nm
 Motorleistung = 160 kW



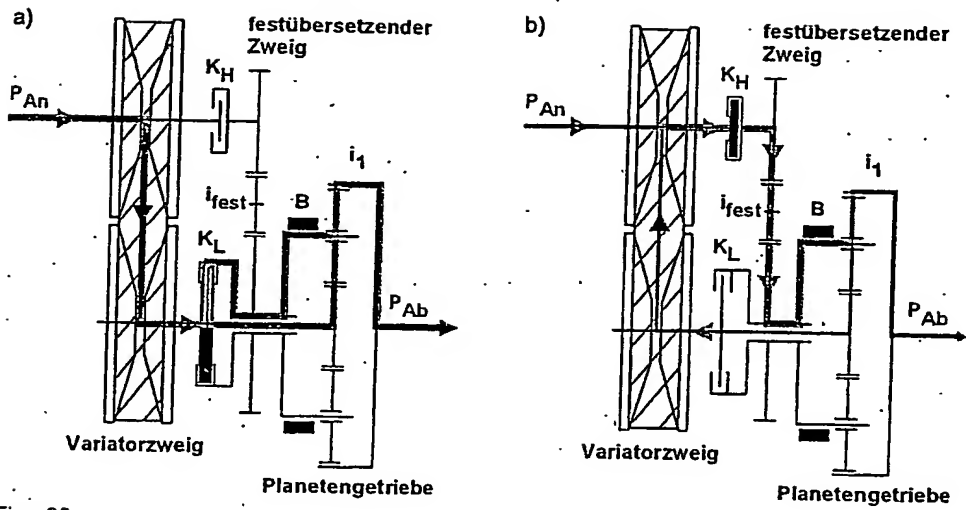
LuK Doppelkolben
 kleinere Pumpe
 LuK Drehmomentfühler
 geringerer Anpressdruck
 LuK Weiterentwicklung
 Schlupfregelung und optimierte Hydraulik

} multitronic®

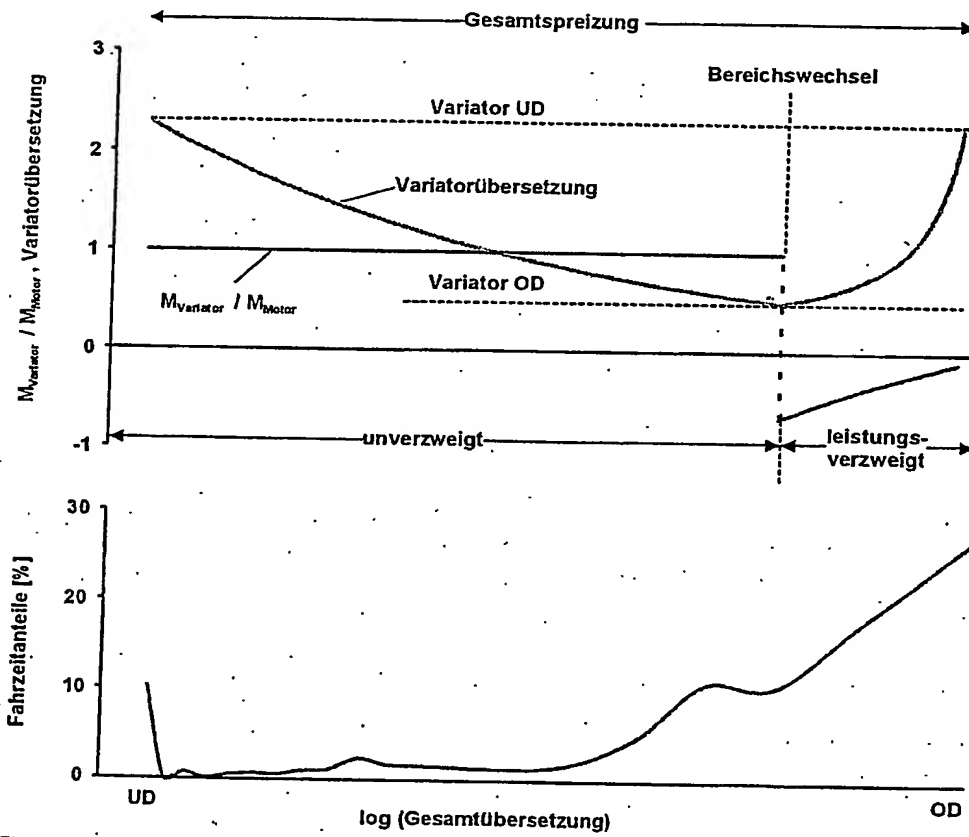
Figur 96



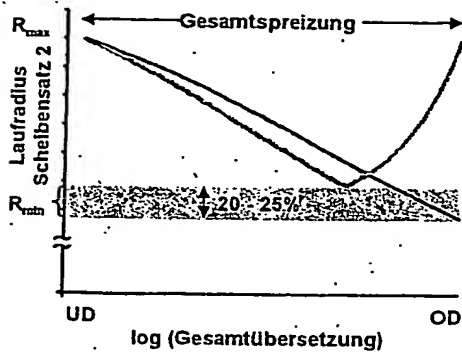
Figur 97



Figur 98

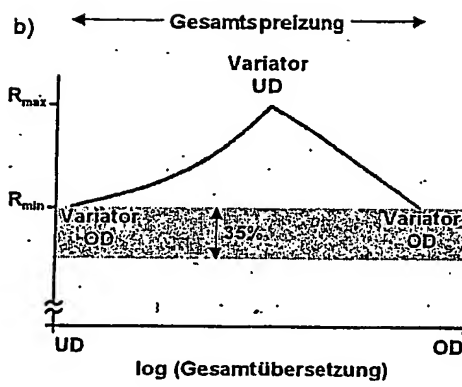
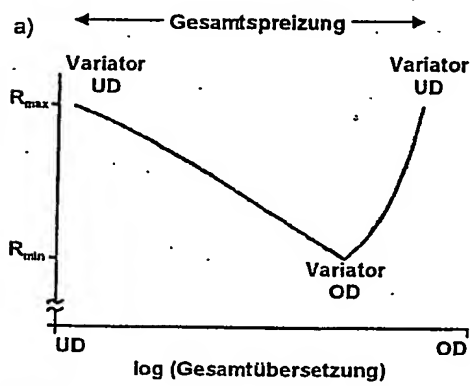


Figur 99

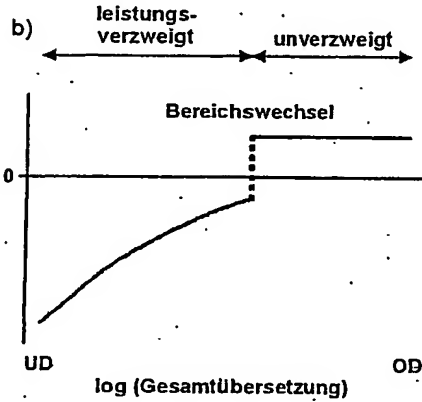
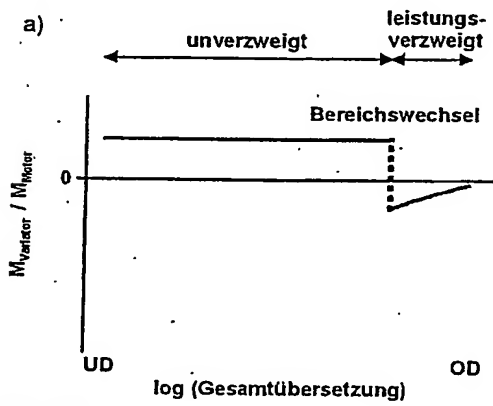


■ unverzweigter Triebstrang
 ■ Zweibereich-CVT

Figur 100

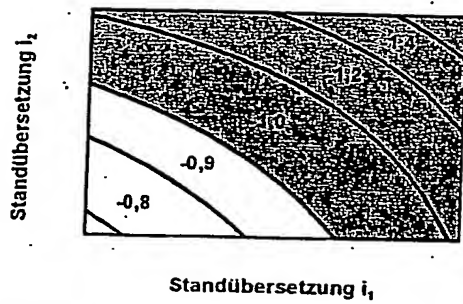


Figur 101

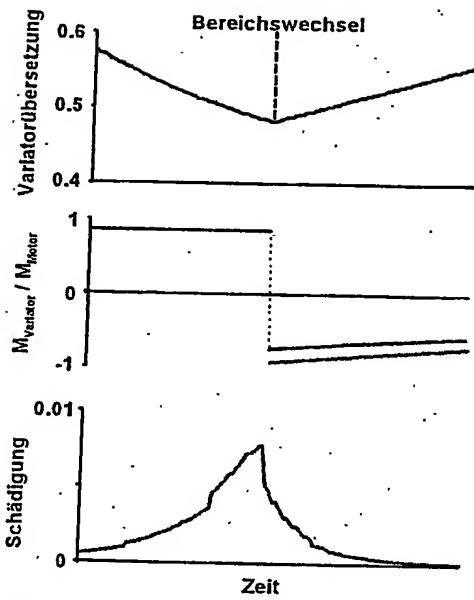


Figur 102

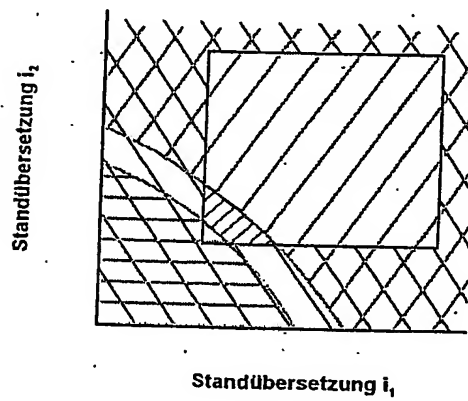
zu hohe Variatormomente am Bereichswchsel



Figur 103



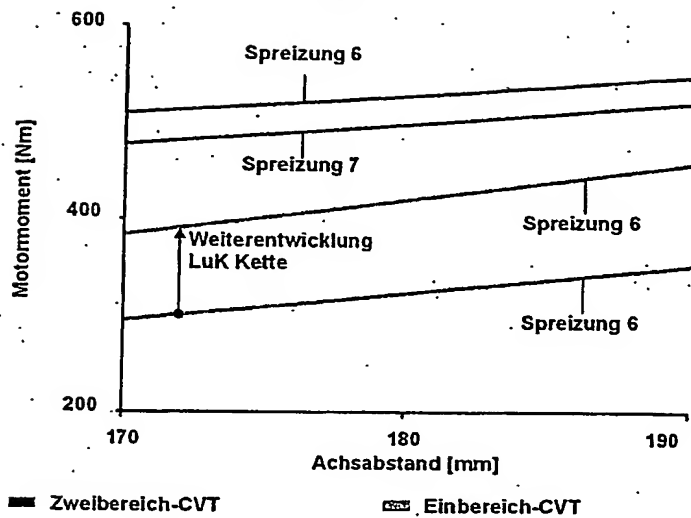
Figur 104



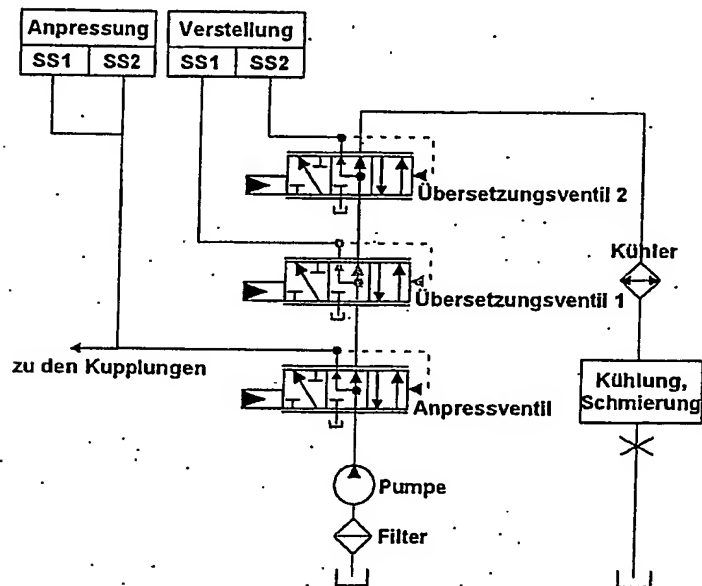
Ausschlusskriterien:

- R-Übersetzung, Variatormoment
- Bauraumbedingungen
- Spreizung

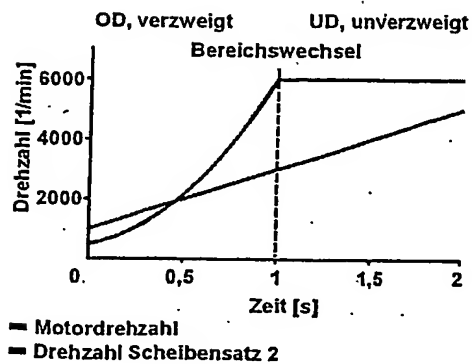
Figur 105



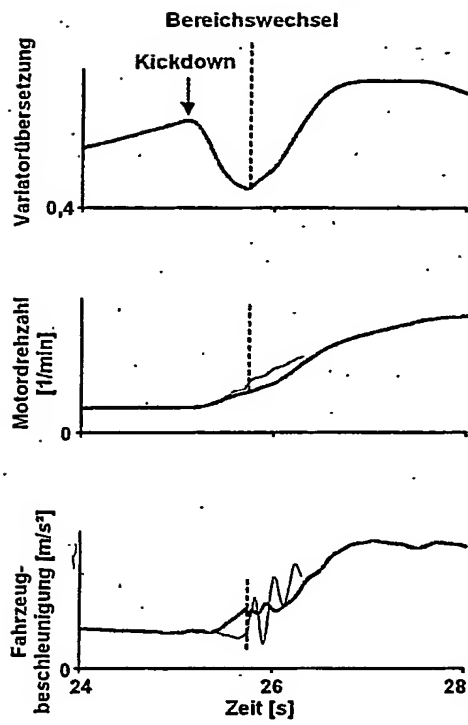
Figur 106



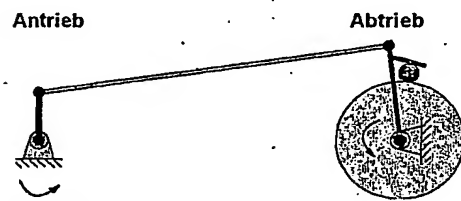
Figur 107



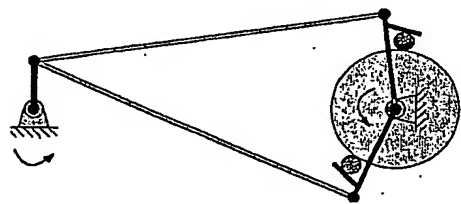
Figur 108



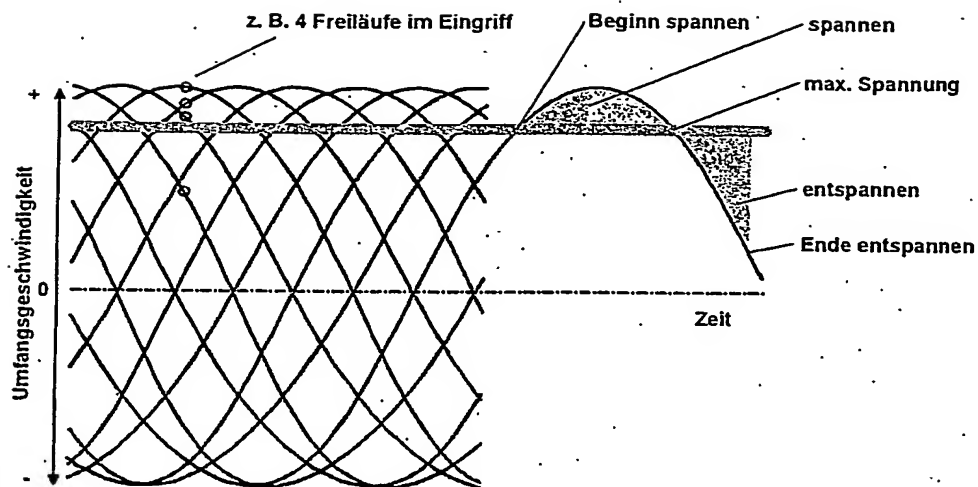
Figur 109



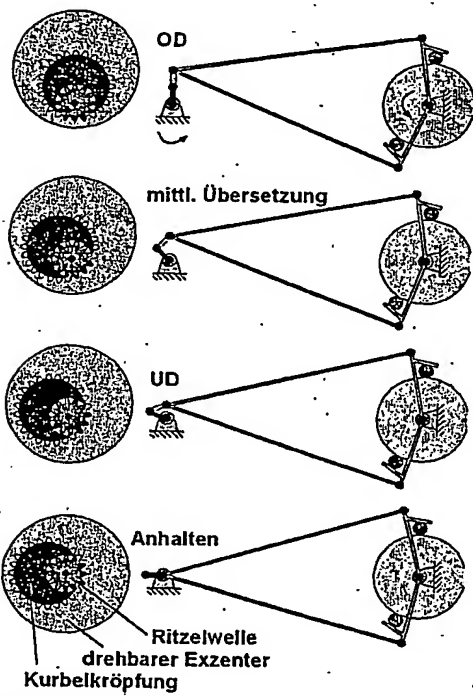
Figur 110



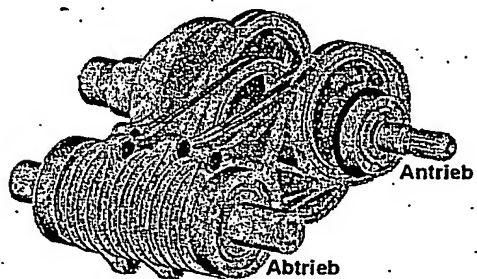
Figur 111



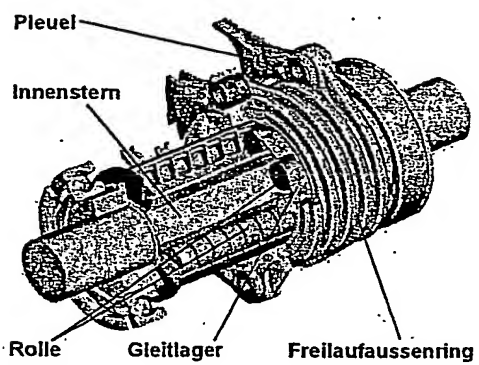
Figur 112



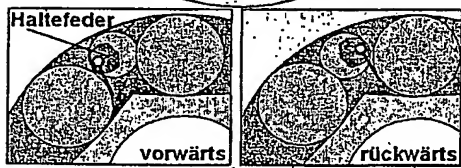
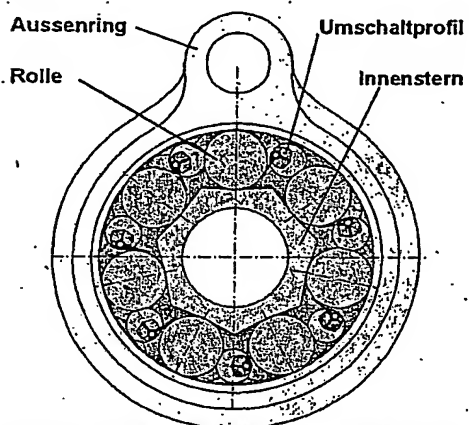
Figur 113



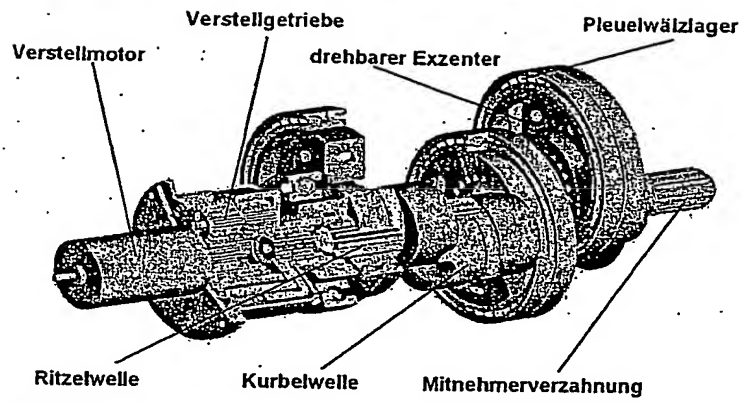
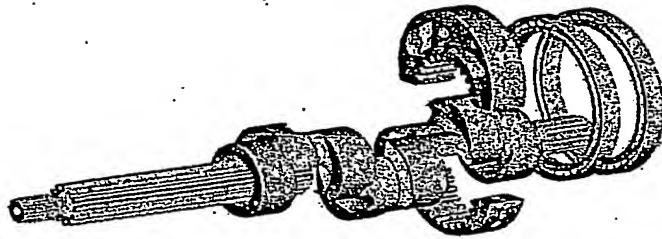
Figur 114



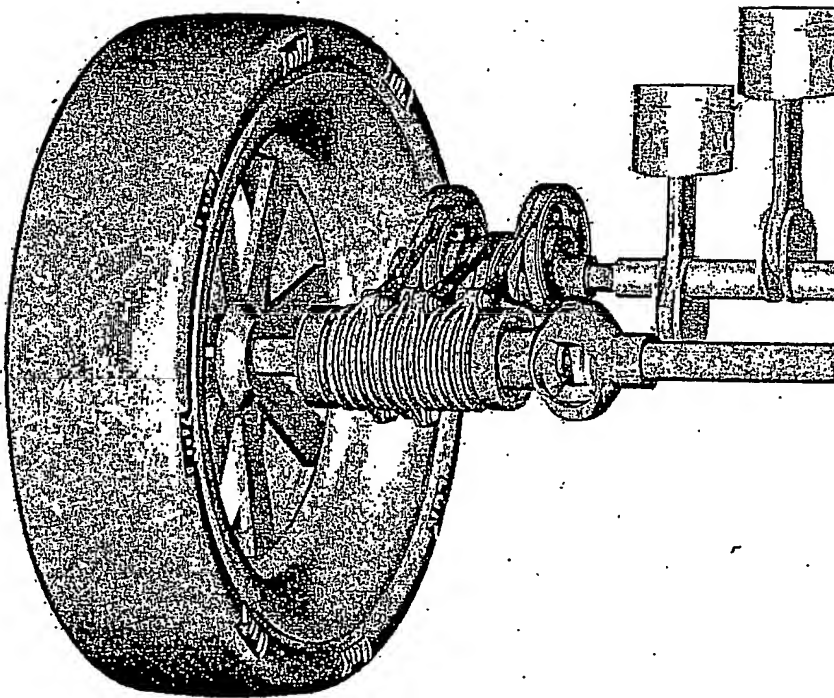
Figur 115



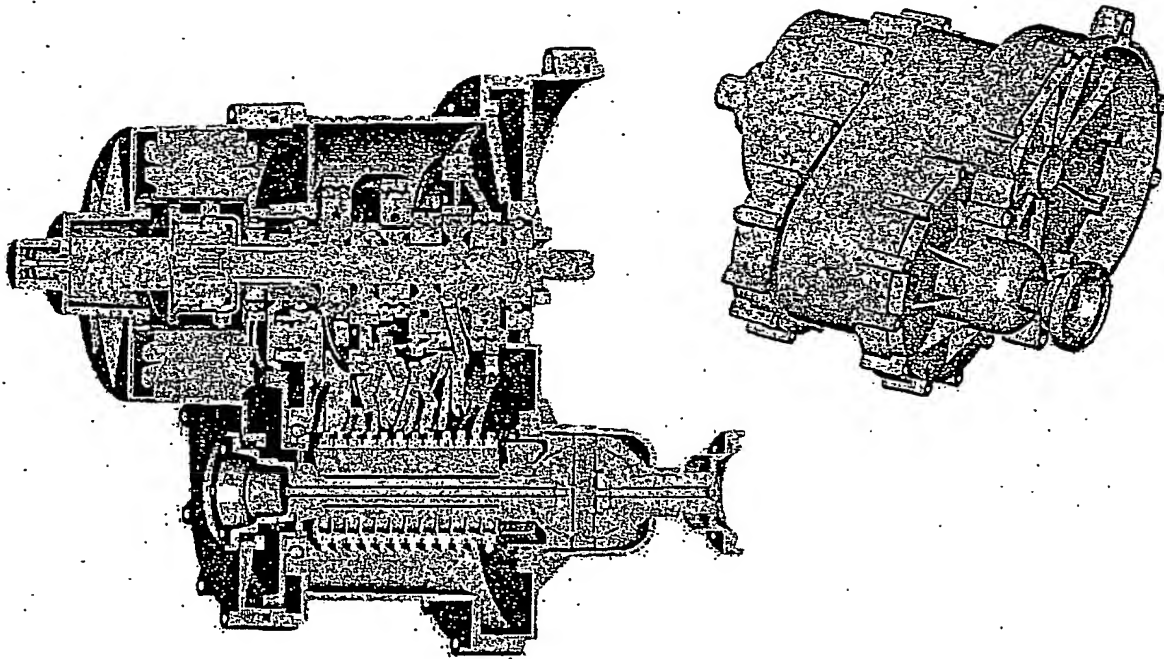
Figur 116



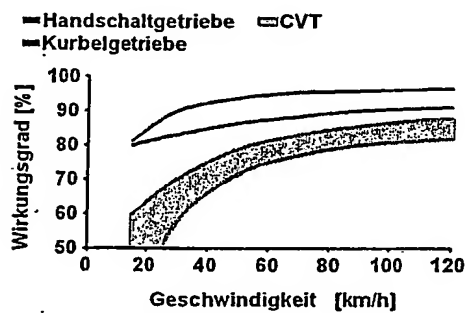
Figur 117



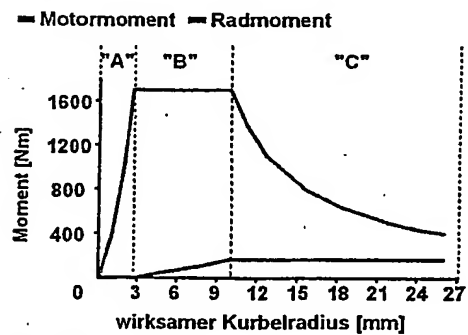
Figur 118



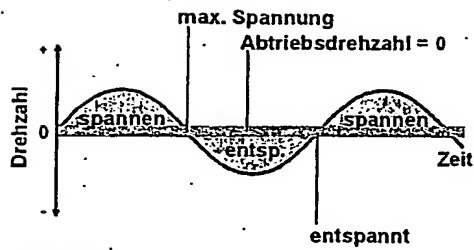
Figur 119



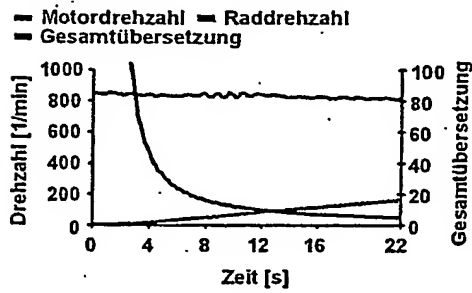
Figur 120



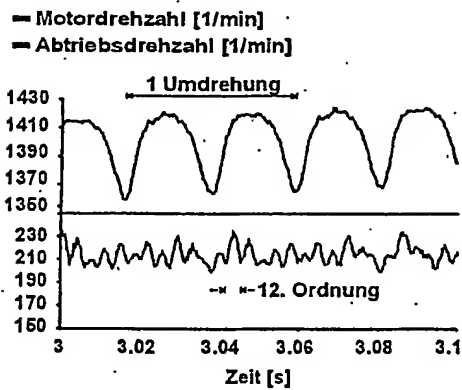
Figur 121



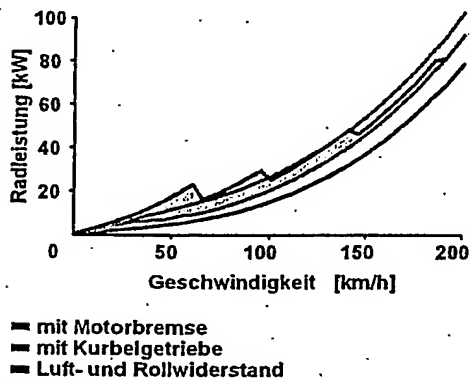
Figur 122



Figur 123

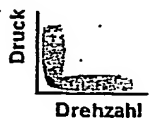


Figur 124

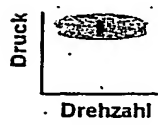


Figur 125

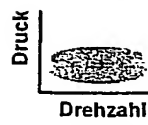
Servolenkung



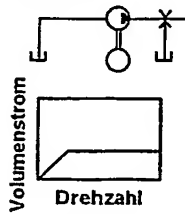
Antiwanksystem



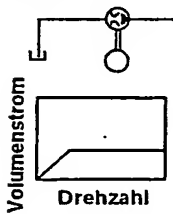
CVT Getriebe



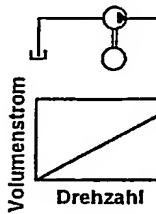
Hochdruckseitige Volumenstromregelung



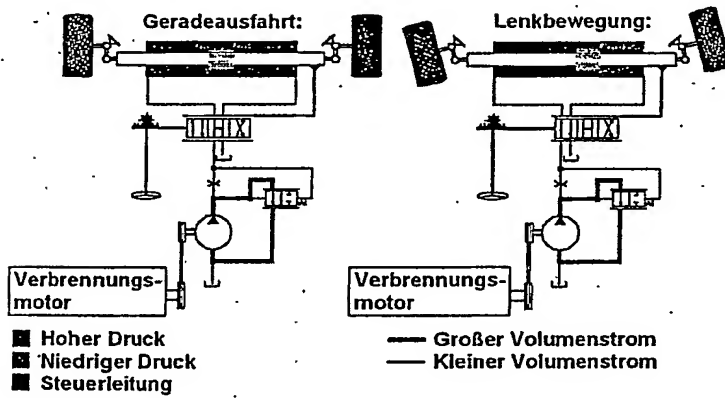
Saugseitige Volumenstromregelung



Verschiedene Konzepte

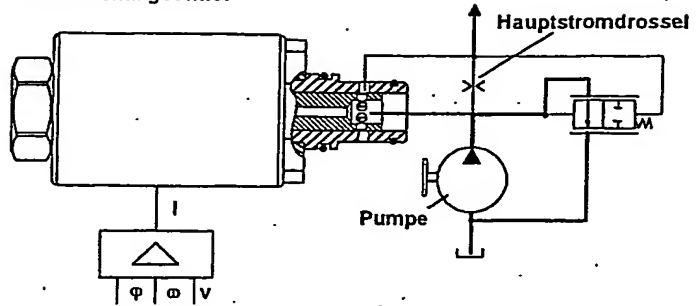


Figur 126

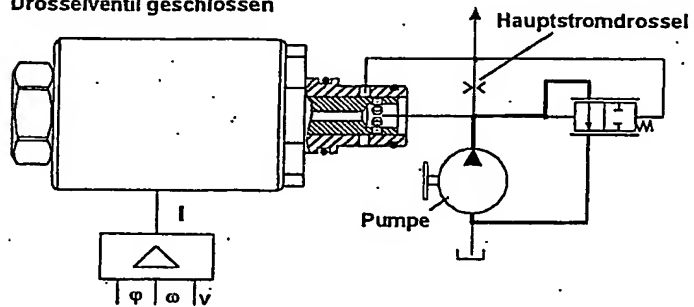


Figur 127

Drosselventil geöffnet



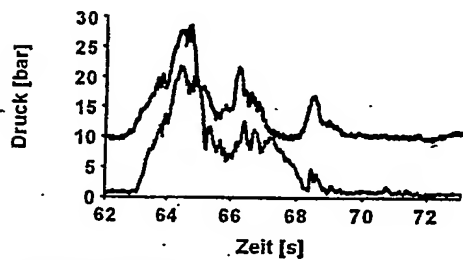
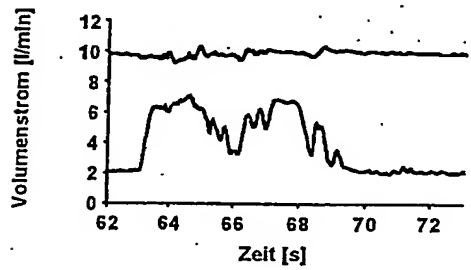
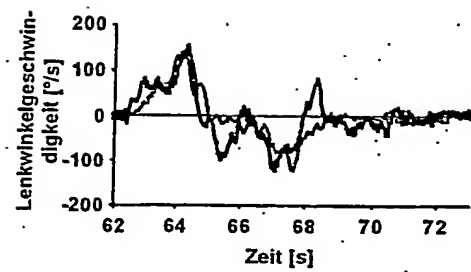
Drosselventil geschlossen



- Hoher Druck
- Niedriger Druck
- Steuerleitung

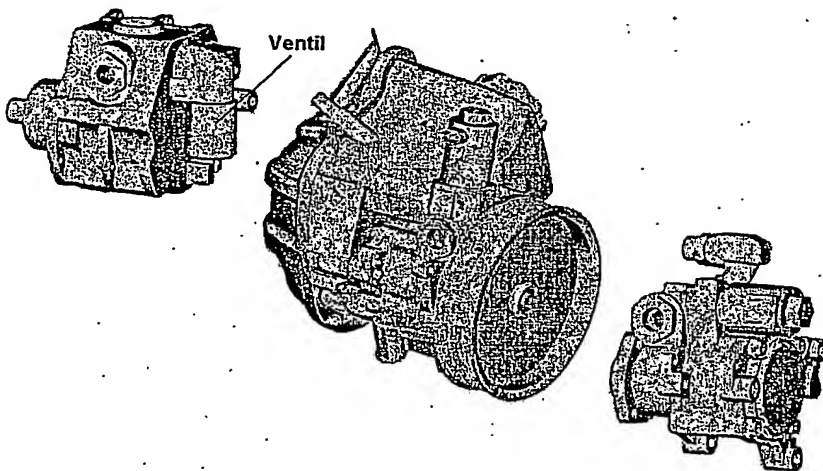
- Großer Volumenstrom
- Kleiner Volumenstrom

Figur 128



■ Standardpumpe
 ■ EV²

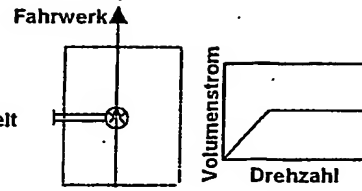
Figur 129



Figur 130

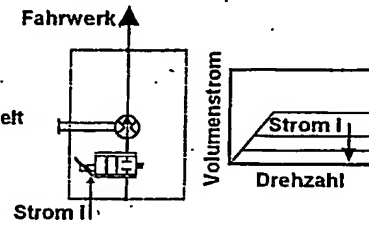
**Open Center
Antiwanksystem**

Pumpe intern sauggedrosselt

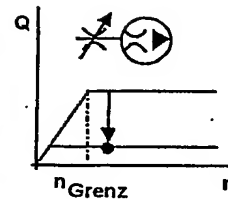
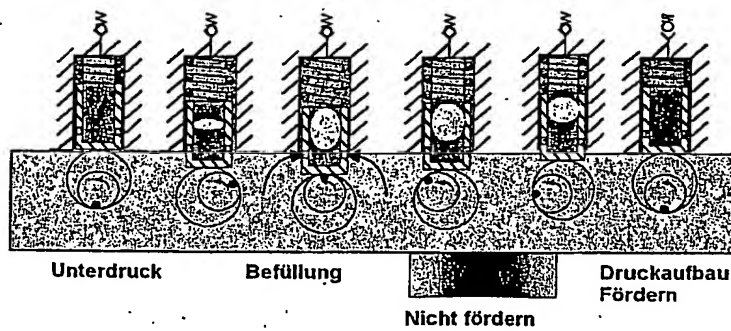
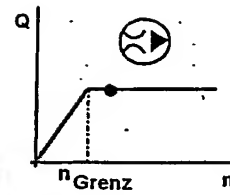
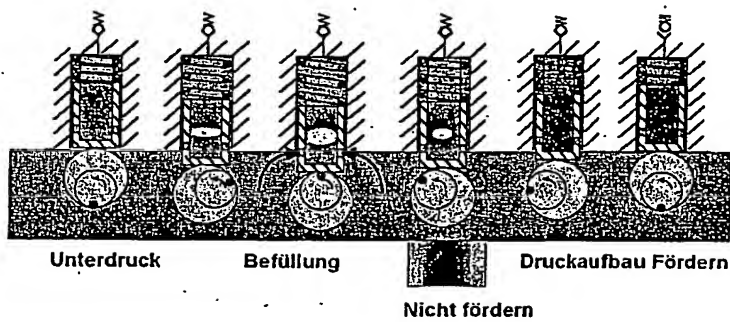
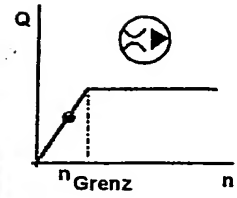
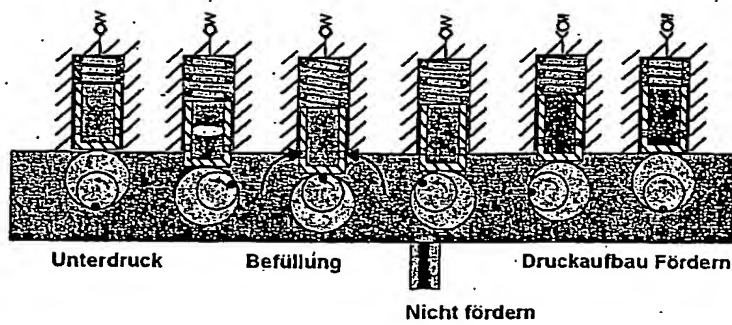


**Closed Center
Antiwanksystem**

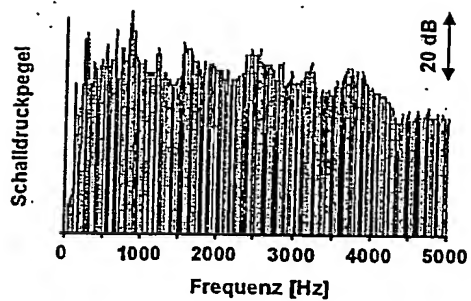
Pumpe intern sauggedrosselt
und extern ansteuerbar
sauggedrosselt



Figur 131



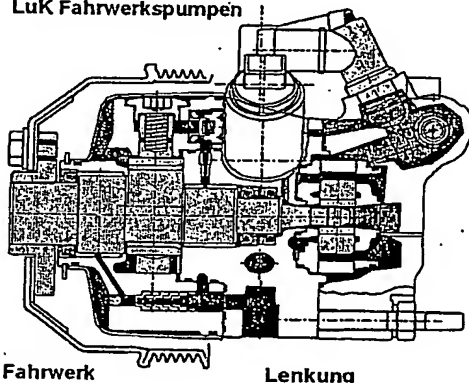
Figur 132



■ Ausgangszustand
 ▨ Optimiertes Design

Figur 133

LuK Fahrwerkspumpen



Fahrwerk

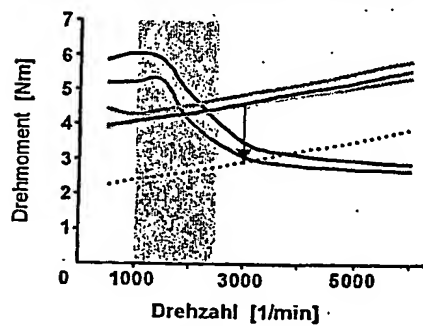
Lenkung

$V_{geo} = 6 - 6,7 \text{ cm}^3$
 $p_{max} = 200 \text{ bar}$

$V_{geo} = 8,4 - 15 \text{ cm}^3$
 $p_{max} = 135 \text{ bar}$

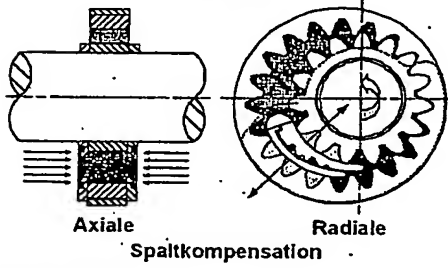
Figur 134

$n = 1000 \text{ min}^{-1}$, $Q = 10,5 \text{ l/min}$, $p = 20 \text{ bar}$,
 $T = 90^\circ\text{C}$, $Q_{max} \text{ erforderlich} = 15 \text{ l/min}$

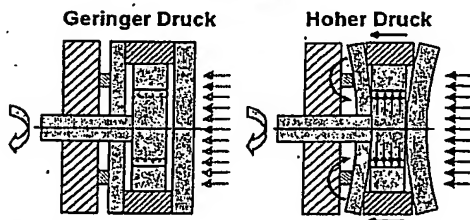
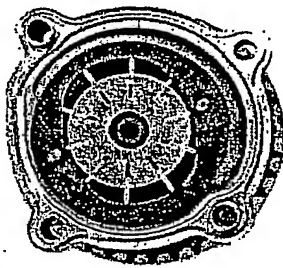


■ Sauggedrosselte Radialkolbenpumpe
 ■ Verstellbare Flügelzellenpumpe
 ▨ Kompensierte Innenzahnradpumpe
 ▨ Konstant-Flügelzellenpumpe
 ■ Zweiflutige FZP - zweiflutiger Betrieb 100%
 ... Zweiflutige FZP - einflutiger Betrieb 50%

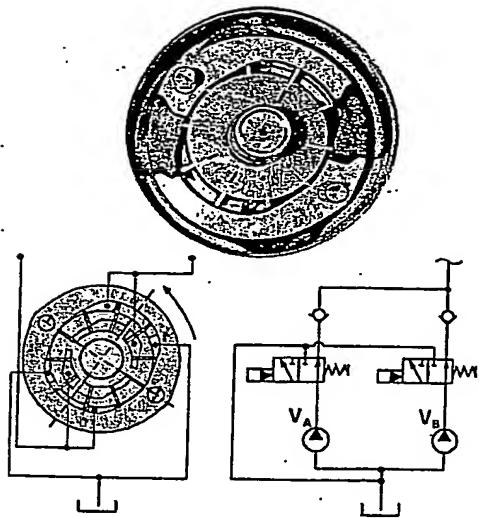
Figur 135



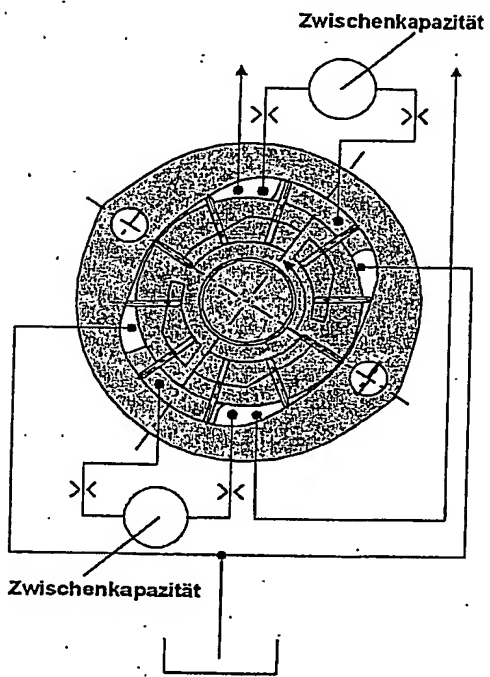
Figur 136



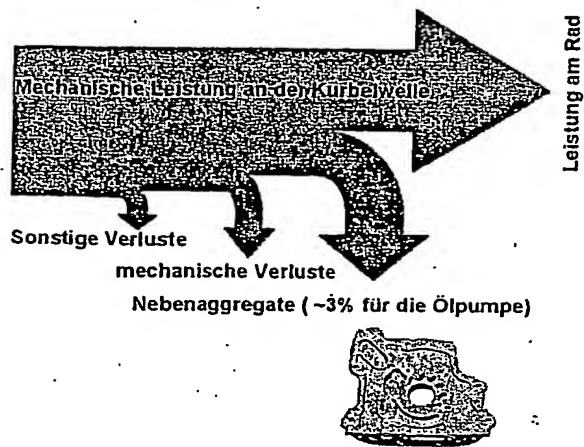
Figur 137



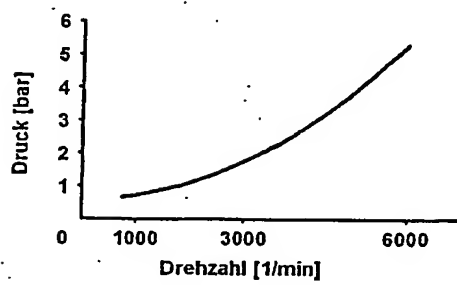
Figur 138



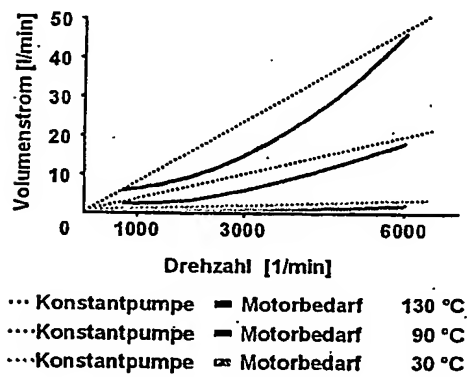
Figur 139



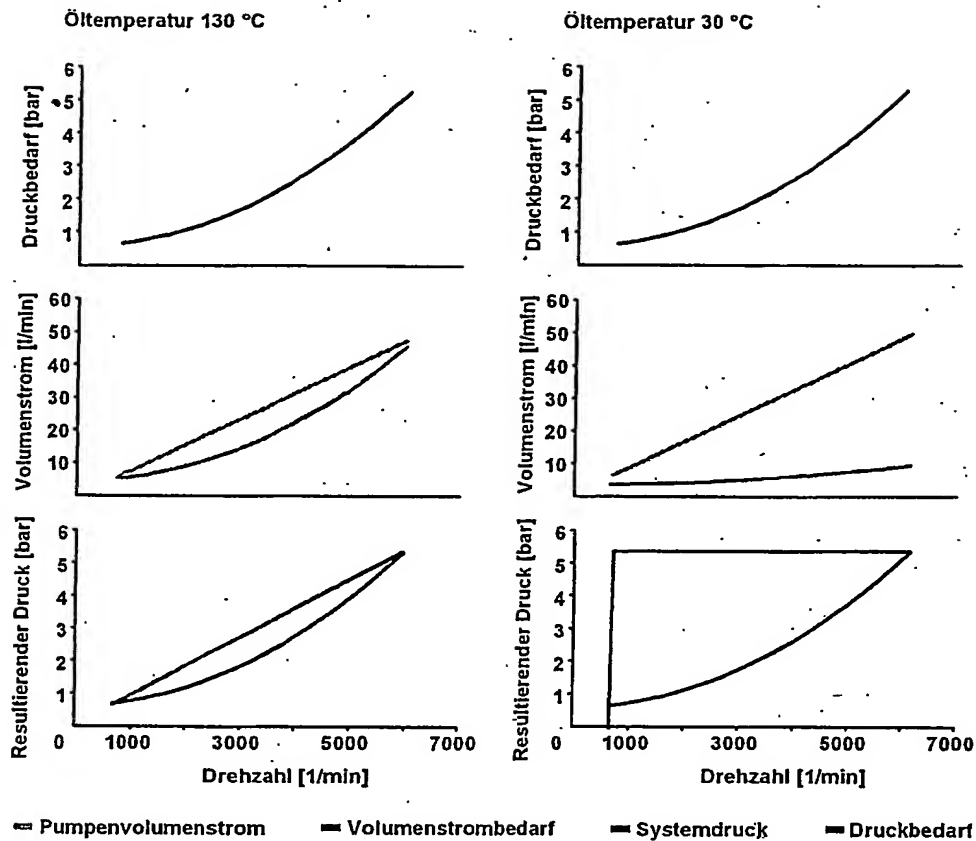
Figur 140



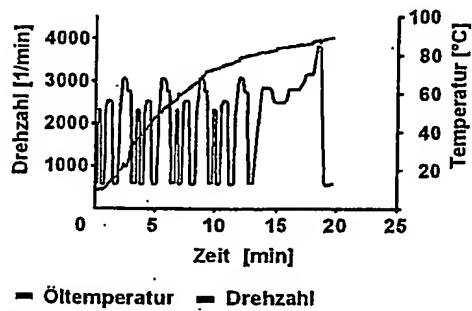
Figur 141



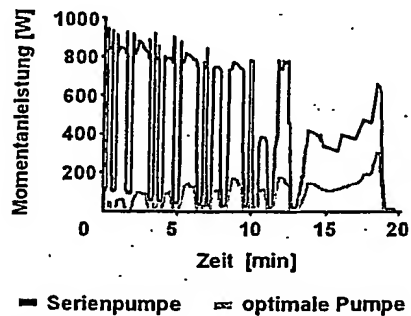
Figur 142



Figur 143



Figur 144

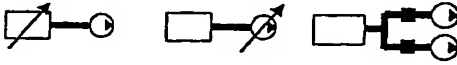


Figur 145

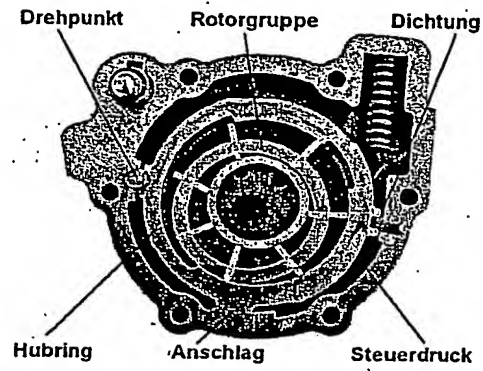
$$Q = V \cdot n$$

$$n = f(T)$$

$$V = f(T)$$

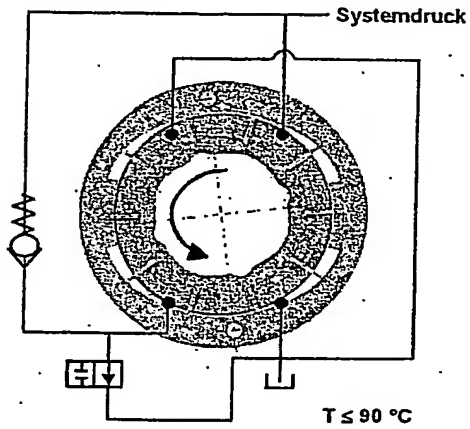


Figur 146

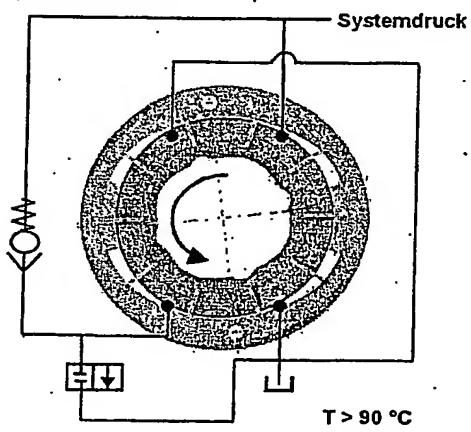


Figur 147

Schaltzustand 1

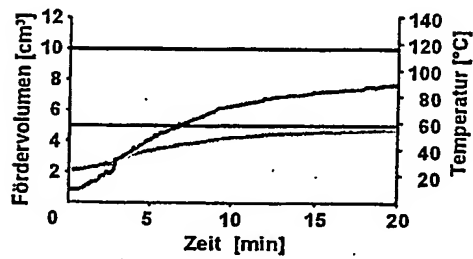


Schaltzustand 2



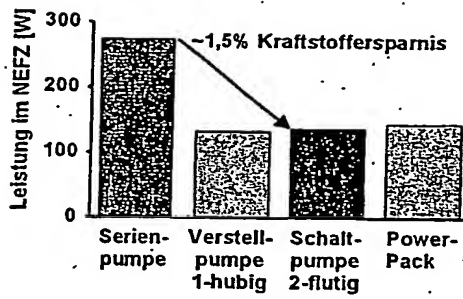
■ Niederdruck ■ Hochdruck

Figur 148



■ Standardpumpe ■ optimale Pumpe
■ geschaltete Pumpe ■ Temperatur

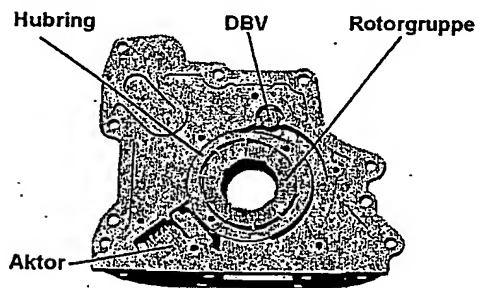
Figur 149



Figur 150

Lösungsprinzip	Variablel E-Motor	Variablel Hub	Schalt-pumpe
Annäherung an den Druckbedarf			
Leistungsbedarf			
Betriebssicherheit			
Bauraum			
Kosten			

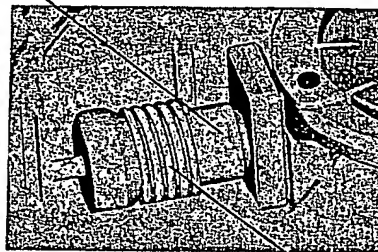
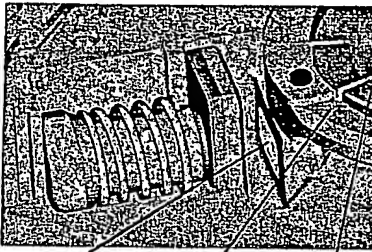
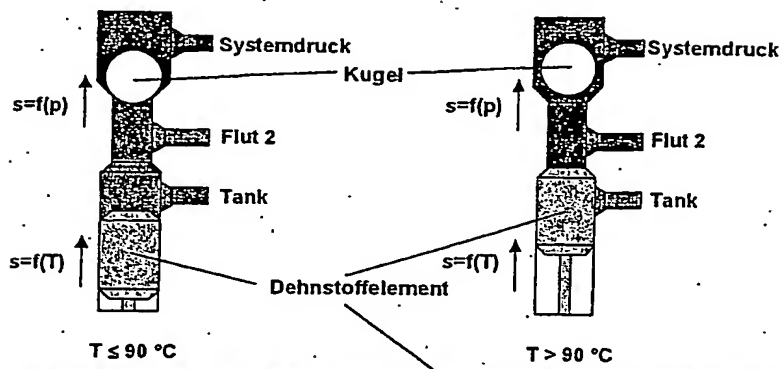
Figur 151



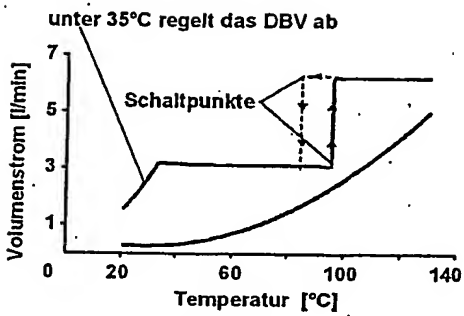
Figur 152

Schaltzustand 1

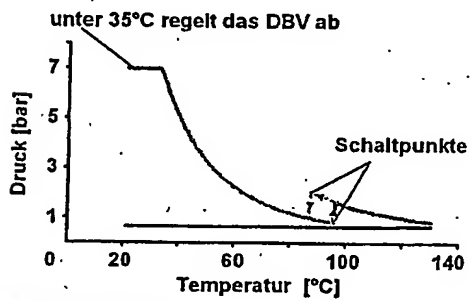
Schaltzustand 2



Figur 153

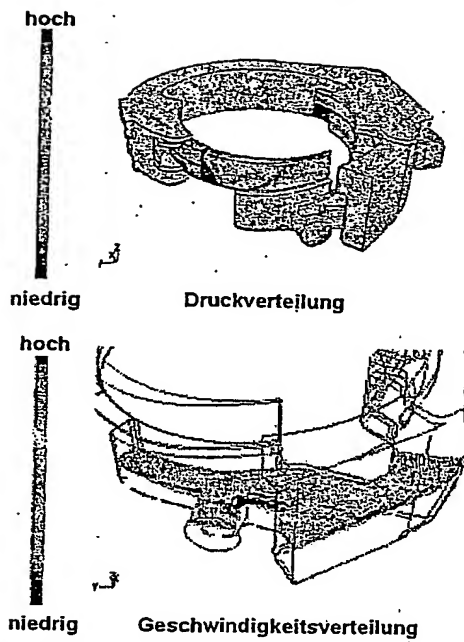


— Systemvolumenström
- - - Volumenströmbedarf



— Systemdruck
- - - Druckbedarf

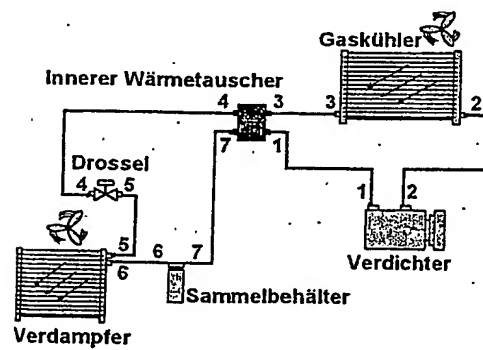
Figur 154



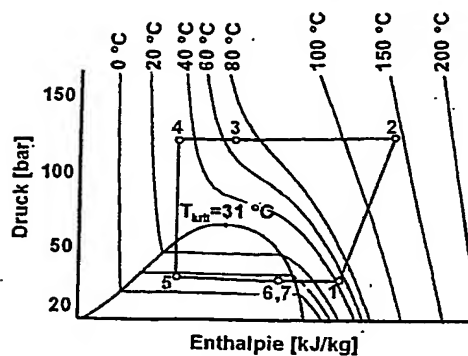
Figur 155

Name	HCFC (R12)	HFC (R134a)	CO ₂ (R744)
Ozonschädigung	ja	ja	keine, da natürliches Gas
Treibhauspotenzial	GWP = 8100	GWP = 1300	GWP = 1
CO ₂ Ausstoß durch Betrieb	2600 kg / PKW	2600 kg / PKW	1800 kg / PKW
CO ₂ GWP-Äquivalent über Lebensdauer	8100 kg / PKW	1300 kg / PKW	0,5 kg / PKW
Summe	10700 kg / PKW	3900 kg / PKW	1800,5 kg / PKW













Figur 156



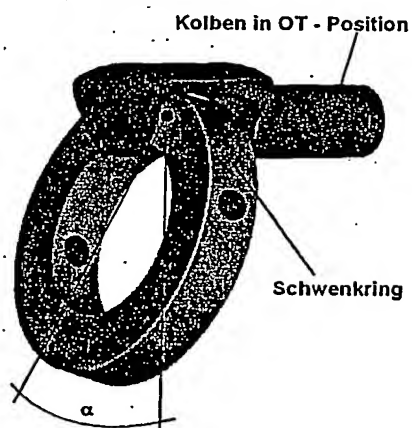
Figur 157



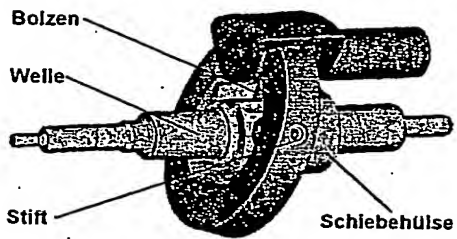
Figur 158

Bauart	Flügelzellenverdichter	Spiralverdichter	Axialkolbenverdichter
Massenstromregelung	Bypass	Bypass	Hubverstellung über Schwenkmechanismus
Wirkungsgrad der Klimaanlage, Verdichter mit max. Massenstrom (COP)	 (2)	 (2)	 (2)
Wirkungsgrad der Klimaanlage, Verdichter mit abgeregeltem Massenstrom (COP)	 (1)	 (1)	 (1,8)
Geräusch	 (1)	 (1)	 (1)
Kosten	 (1)	 (1)	 (1)

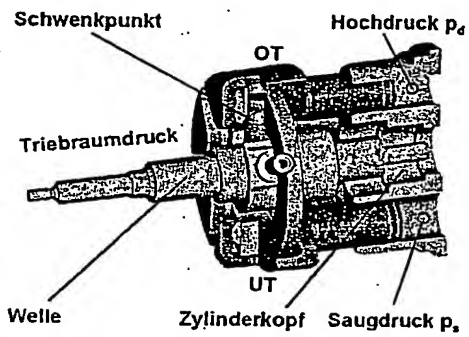
Figur 159



Figur 160

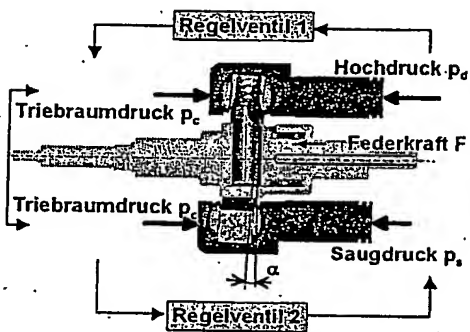


Figur 161



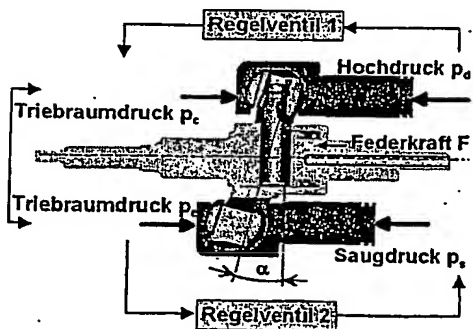
Figur 162

Schwenkwinkel α bei $p_c > p_s$



Figur 163

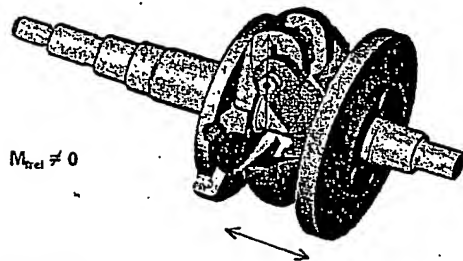
Schwenkwinkel α bei $p_c = p_s$



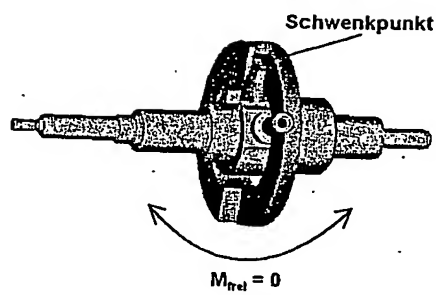
Figur 164

Schwenk- mechanismus	Maximal- drehzahl	Regelbarkeit bei CO ₂	Geräusch
Taumelscheibe			
Schwenkscheibe			
Schwenkring			

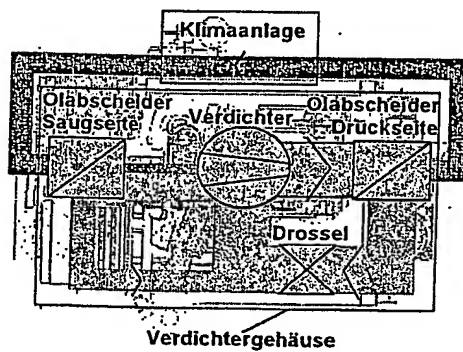
Figur 165



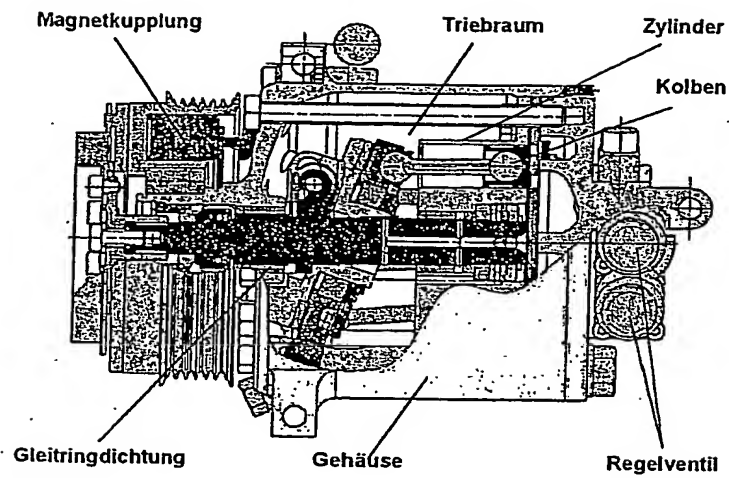
Figur 166



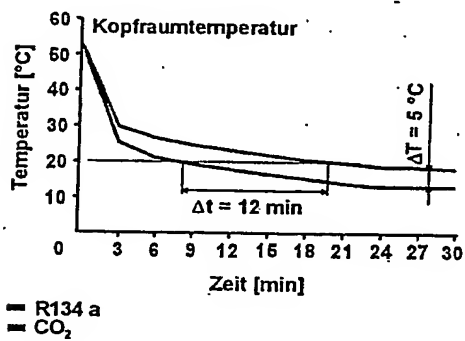
Figur 167



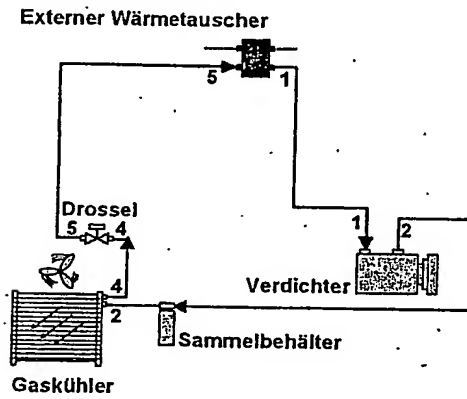
Figur 168



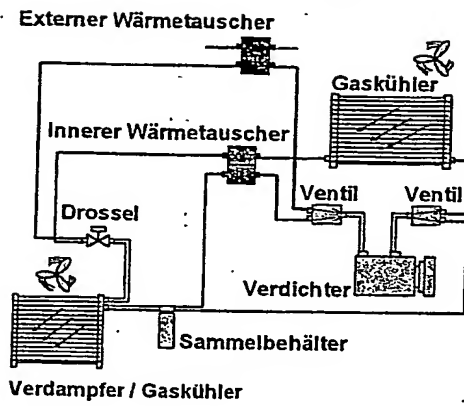
Figur 169



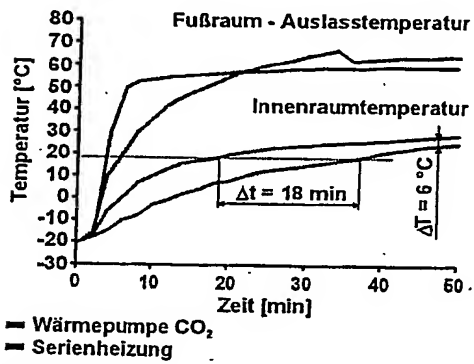
Figur 170



Figur 171

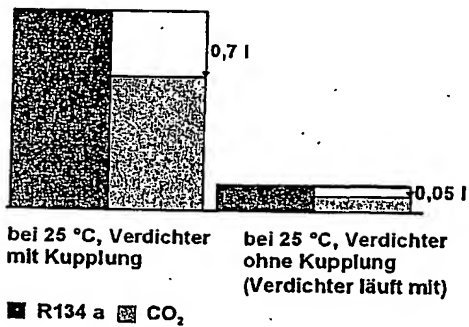


Figur 172

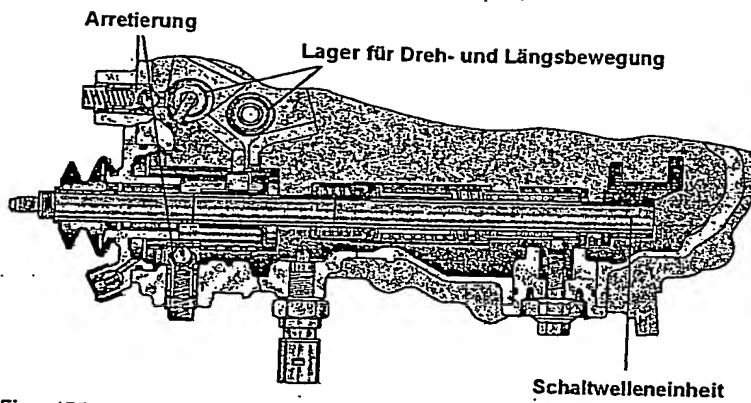


Figur 173

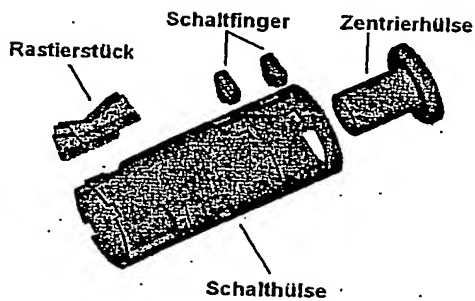
Klimaanlage "an" Klimaanlage "aus"



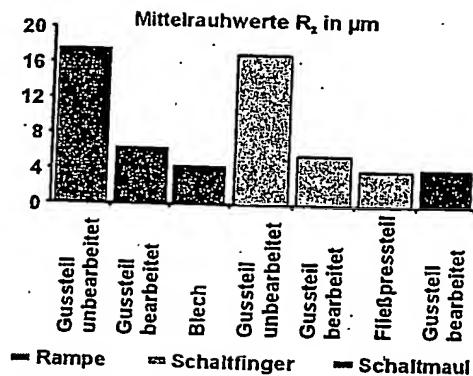
Figur 174



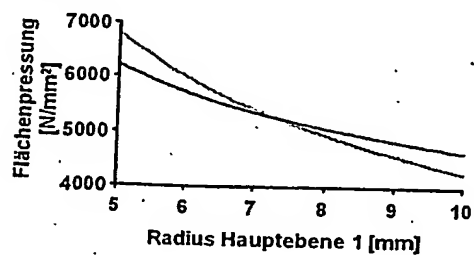
Figur 175



Figur 176



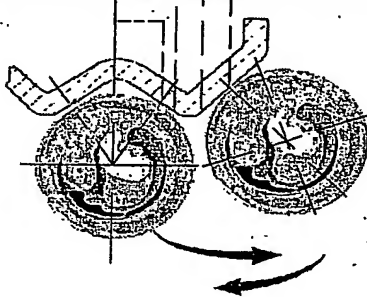
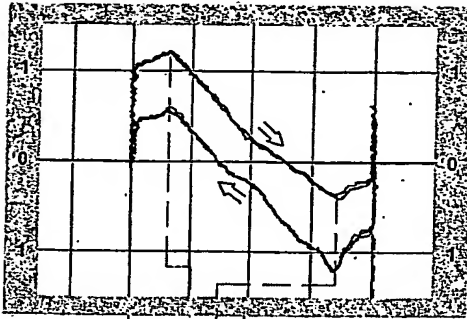
Figur 177



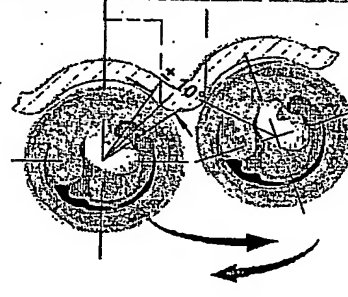
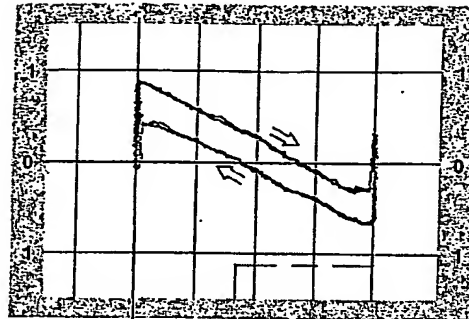
— max. Vergleichsspannung nach Mises $[\text{N/mm}^2]$
 - - - max. Flächenanpressung $[\text{N/mm}^2]$

Figur 178

Konventionelle Rampenkontur

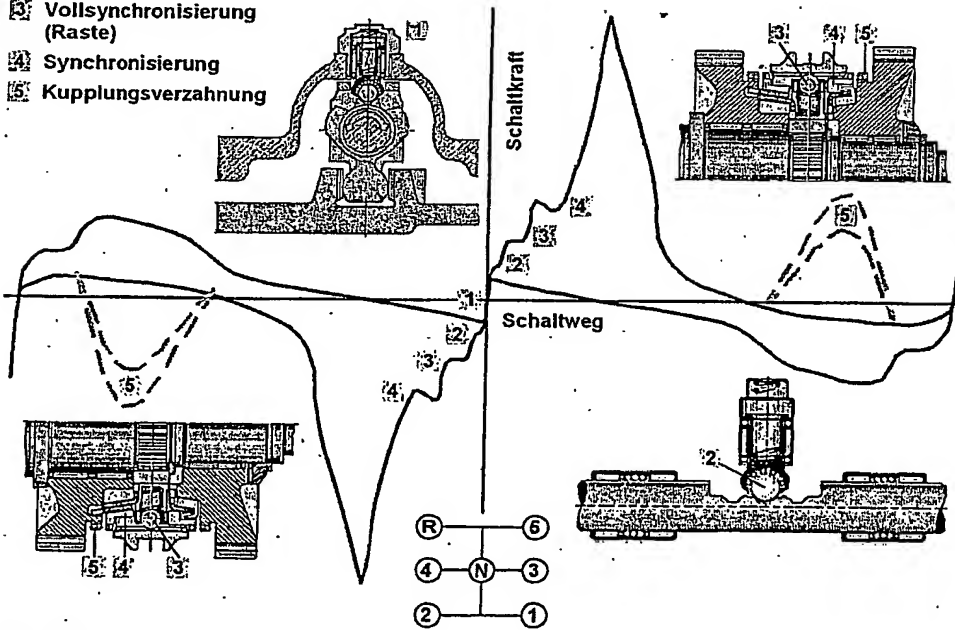


Optimierte Rampenkontur

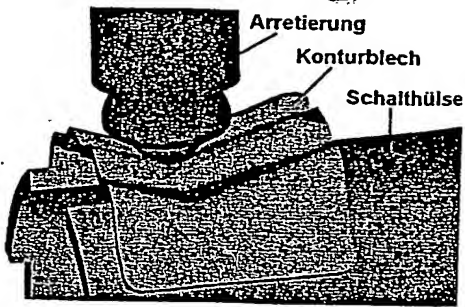


Figur 179

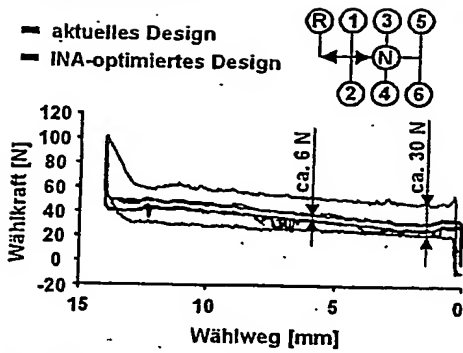
- 1 Neutralrastierung
- 2 Stangenrastierung
- 3 Vollsynchronisierung (Raste)
- 4 Synchronisierung
- 5 Kupplungsverzahnung



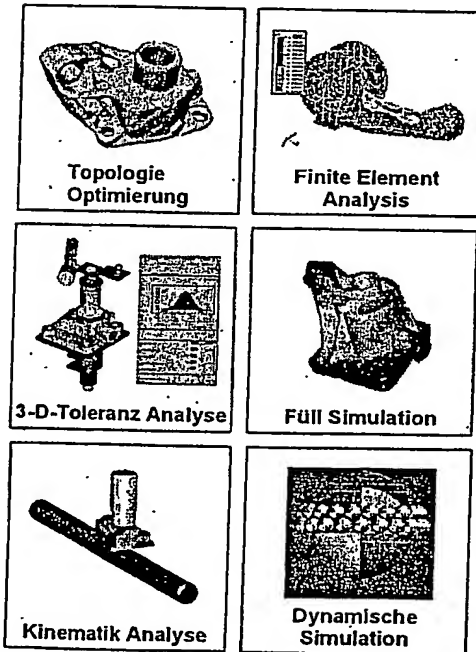
Figur 180



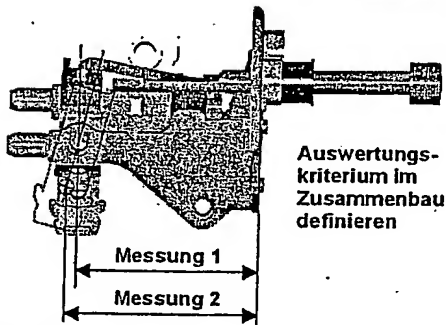
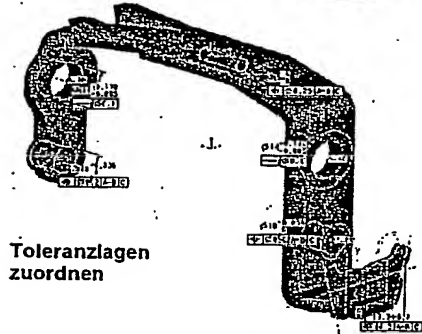
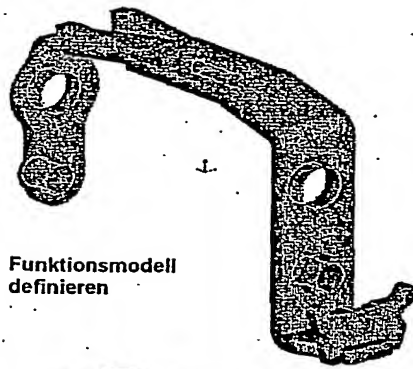
Figur 181



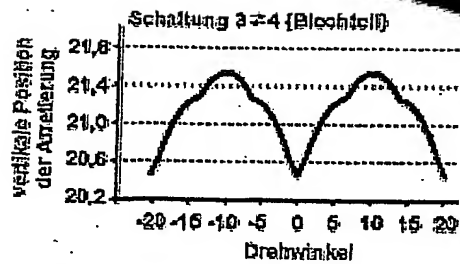
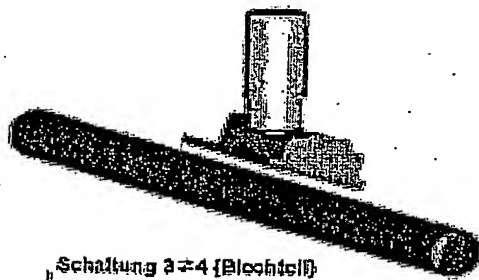
Figur 182



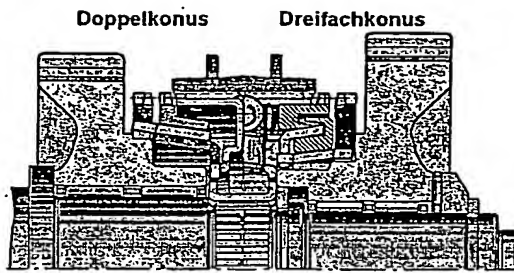
Figur 183



Figur 184

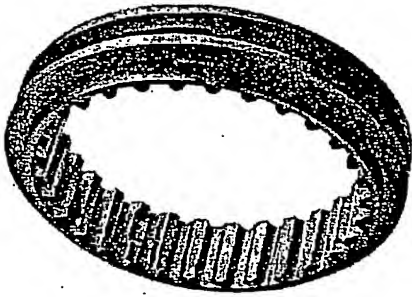


Figur 185

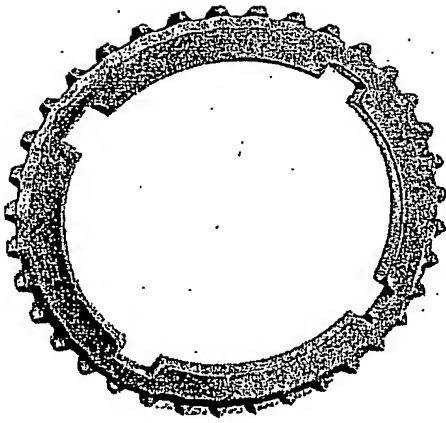


Figur 186

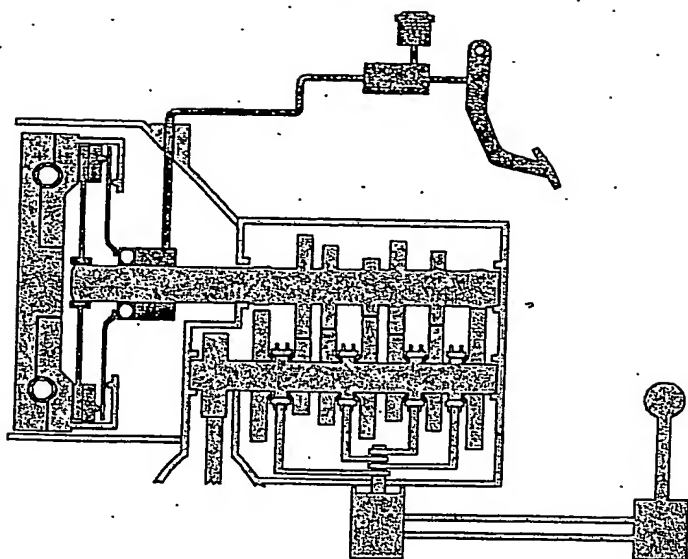
- Vorsynchronisation
- Außensynchronisation
- Zwischenring
- Innensynchronisation
- Kupplungsverzahnungsscheibe
- Radkonusring
- Schiebemuffe
- Synchronkörper



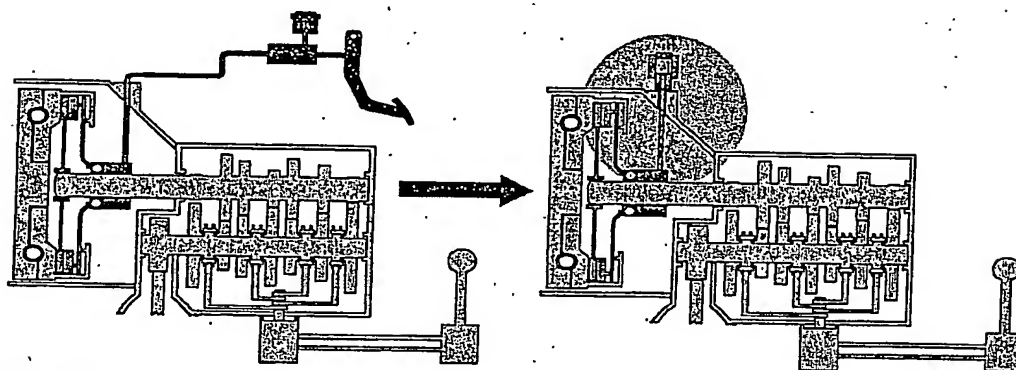
Figur 187



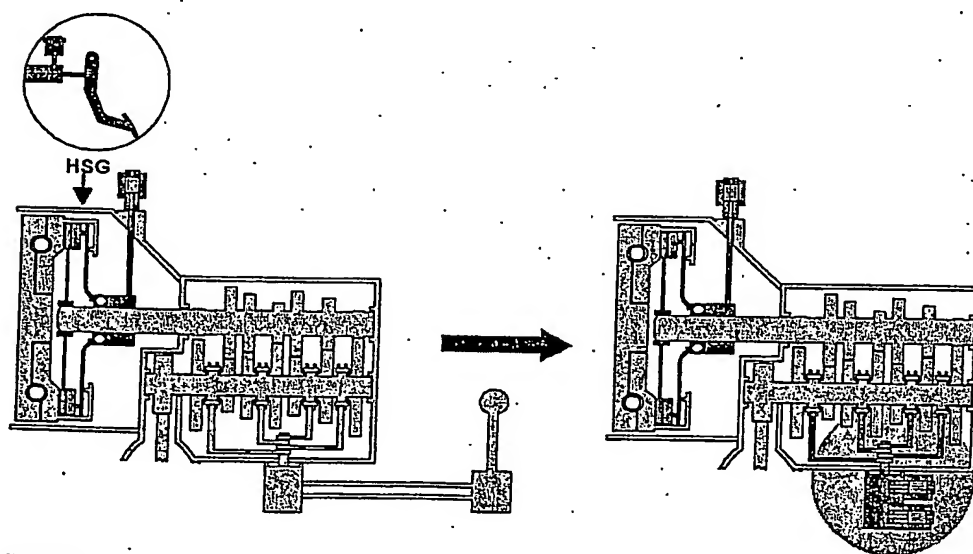
Figur 188



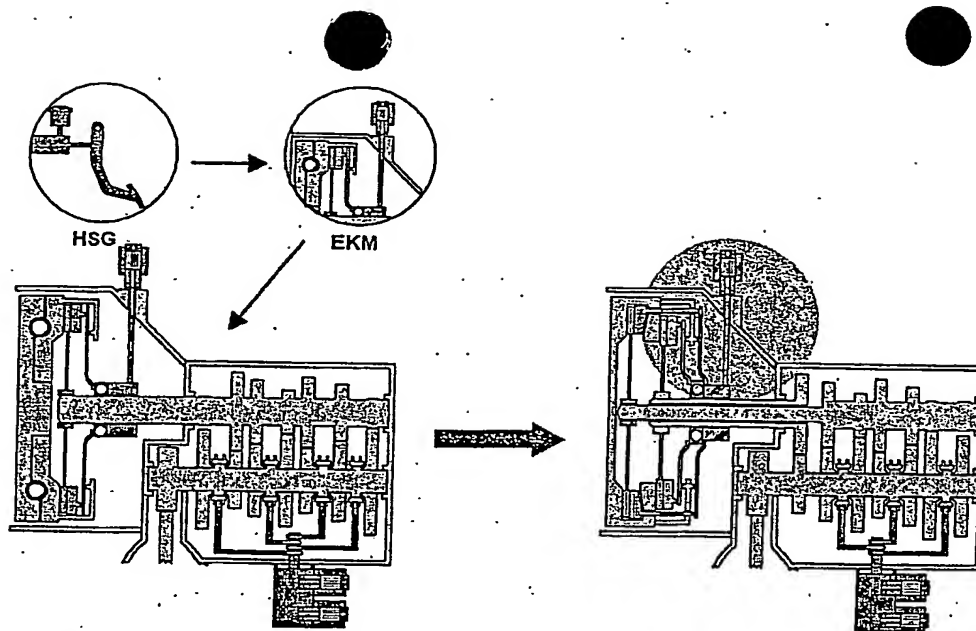
Figur 189



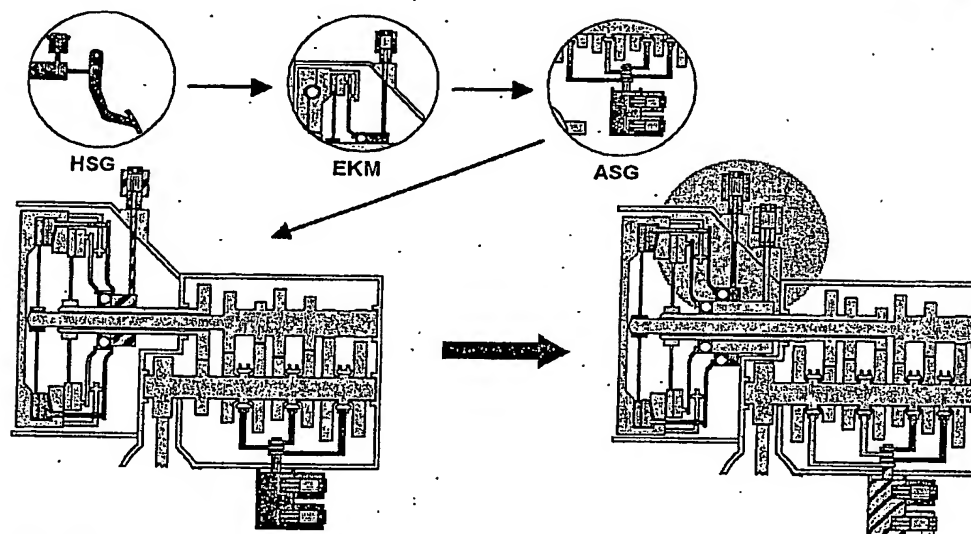
Figur 190



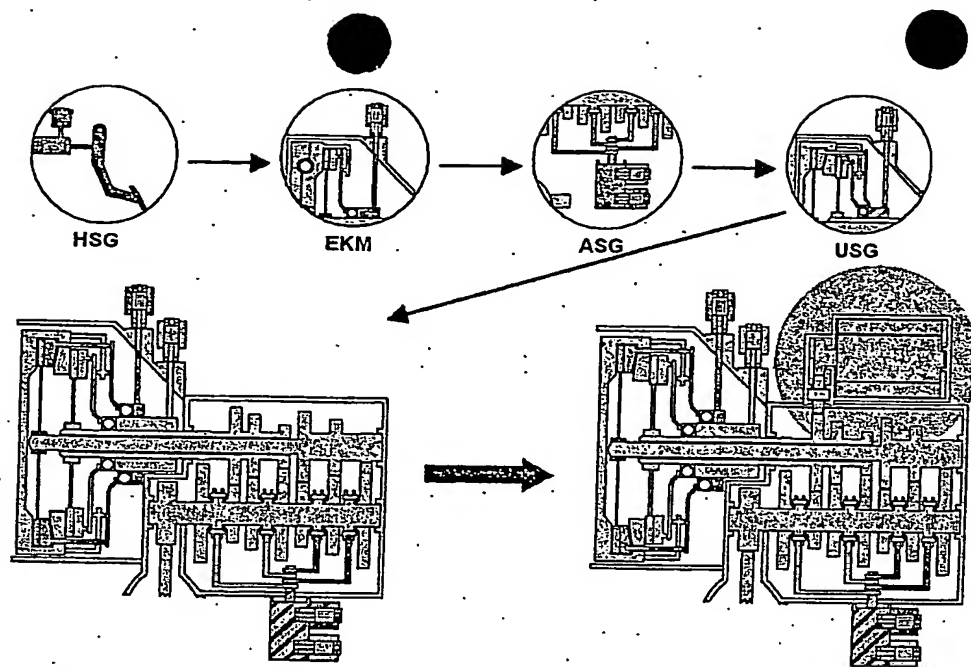
Figur 191



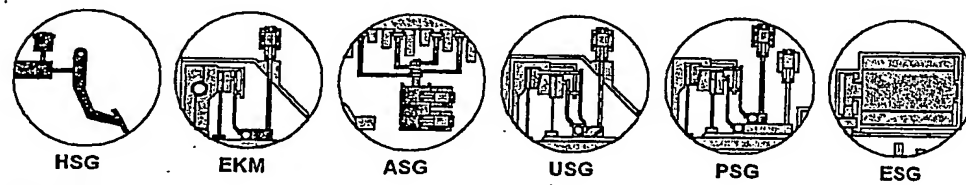
Figur 192



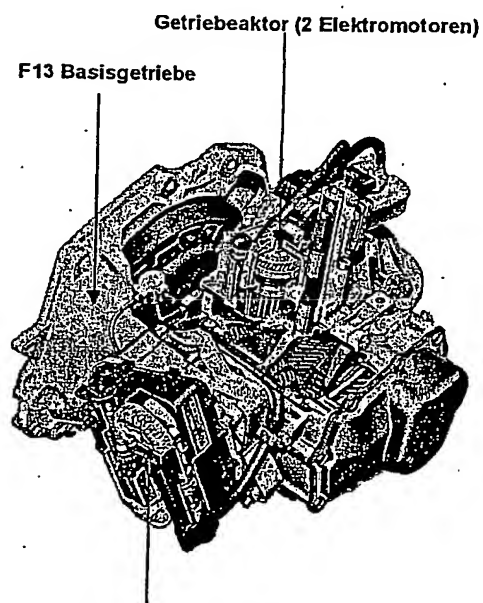
Figur 193



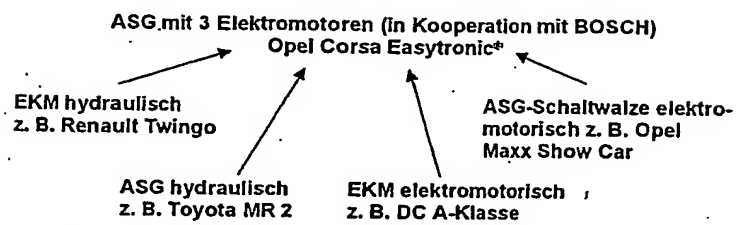
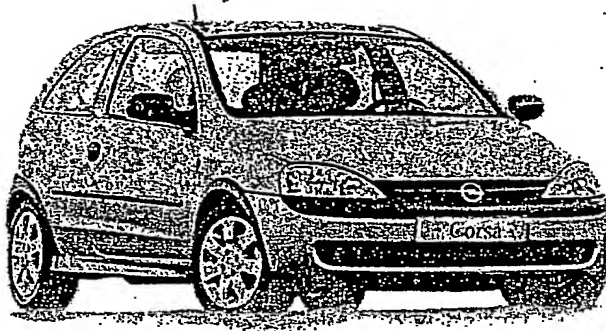
Figur 194



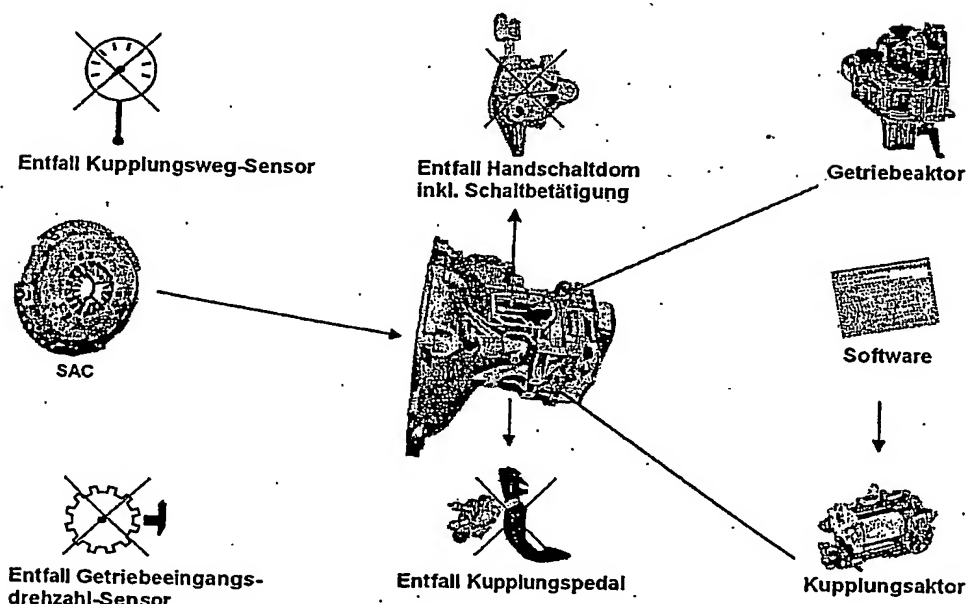
Figur 195



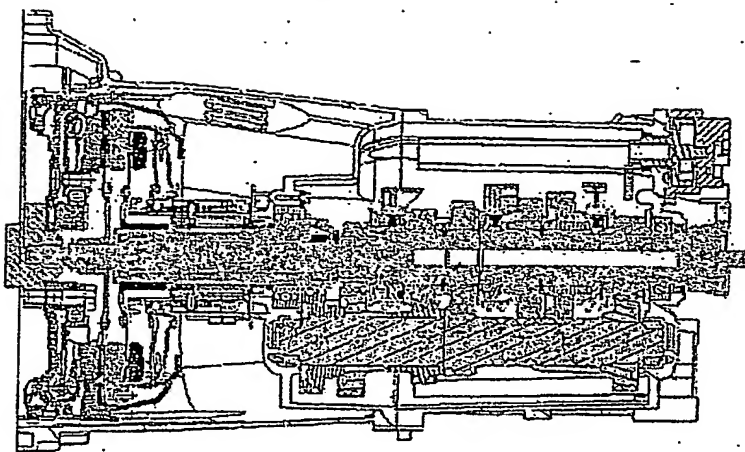
Kupplungsaktor und Steuergerät
Figur 196



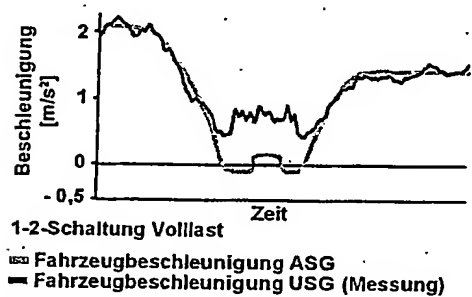
Figur 197



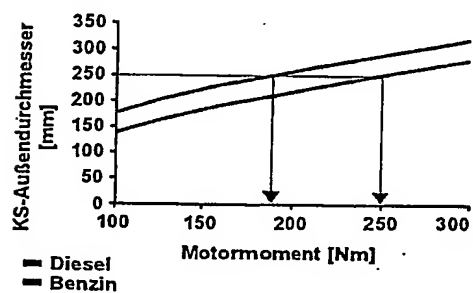
Figur 198



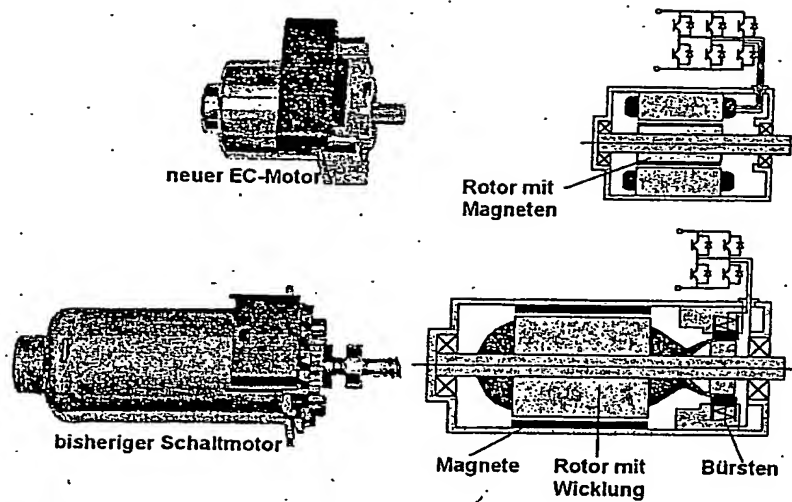
Figur 199



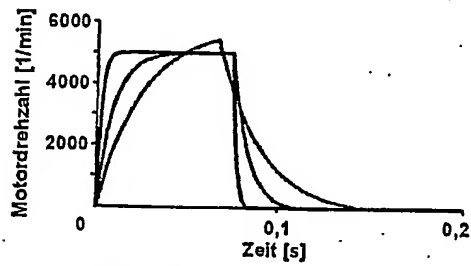
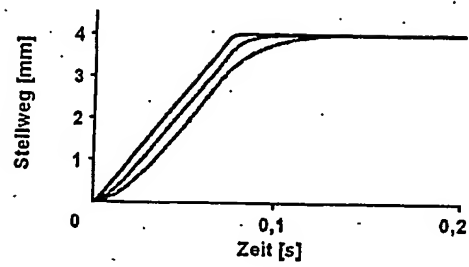
Figur 200



Figur 201



Figur 202

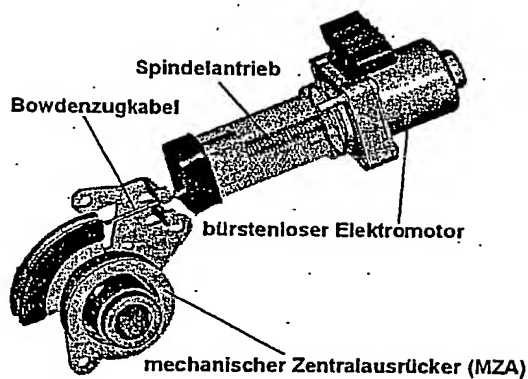
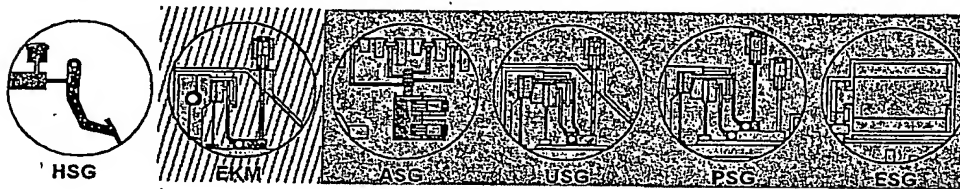


- neuer Motor (EC)
- heutiger Schaltmotor (DC)
- heutiger Kupplungsmotor (DC)

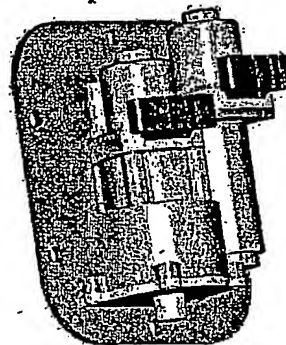
Figur 203

	heutiger Kupplungs- motor (DC)	heutiger Schaltmotor (DC)	neuer Motor (EC)
Leistungsdichte	101 W/kg 100%	163 W/kg 162%	267 W/kg 266%
Massenträgheit	$30,4 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$ 100%	$25,0 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$ 82%	$6,5 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$ 21%
mechanische Zeitkonstante	27,75 ms 100%	7,46 ms 27%	1,88 ms 6,8%
Gewicht	693 g 100%	813 g 117%	438 g 63%
Volumen	166 cm ³ 100%	162 cm ³ 98%	62 cm ³ 37%

Figur 204

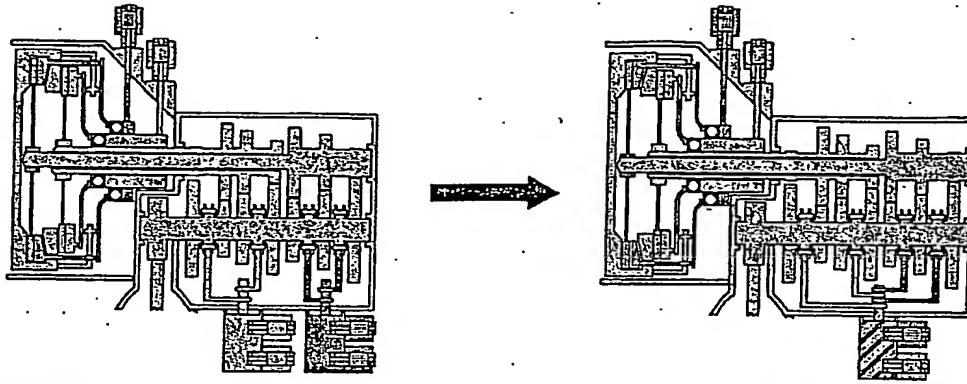


Kupplungsaktor

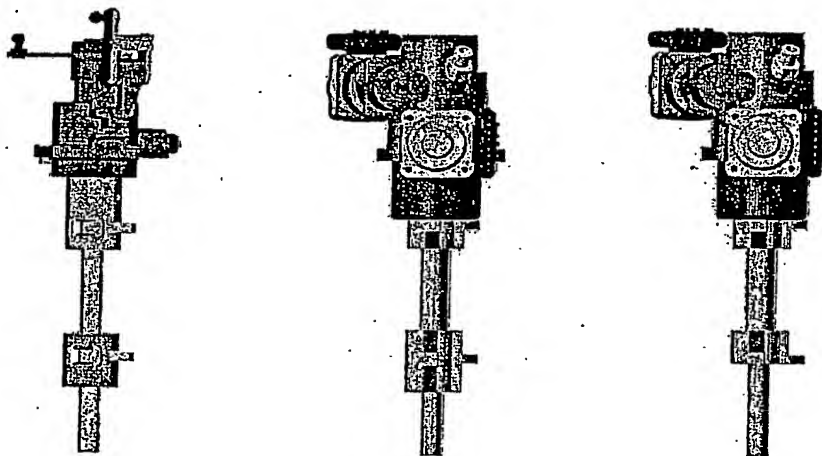
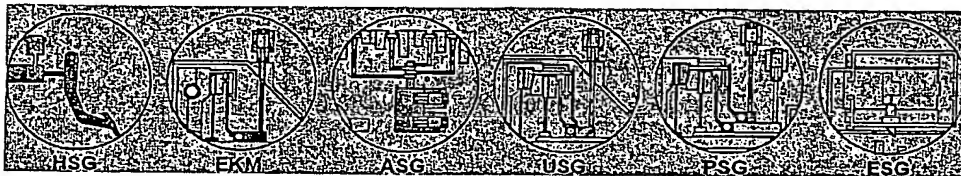


Getriebeaktor

Figur 205



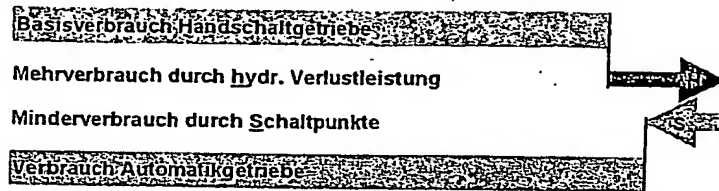
Figur 206



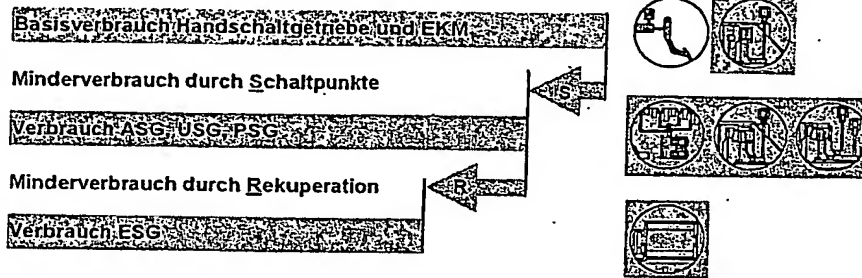
auf der Basis der neuen Elektromotoren

Figur 207

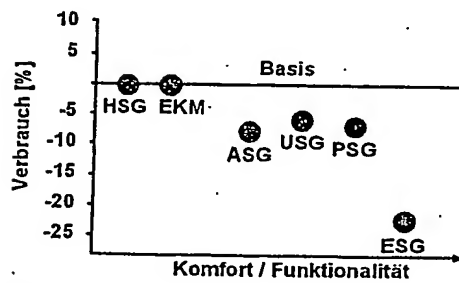
Verbrauch Automatikgetriebe



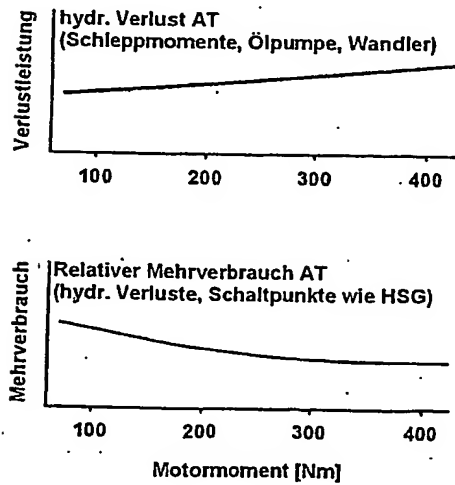
Verbrauch XSG-Familie



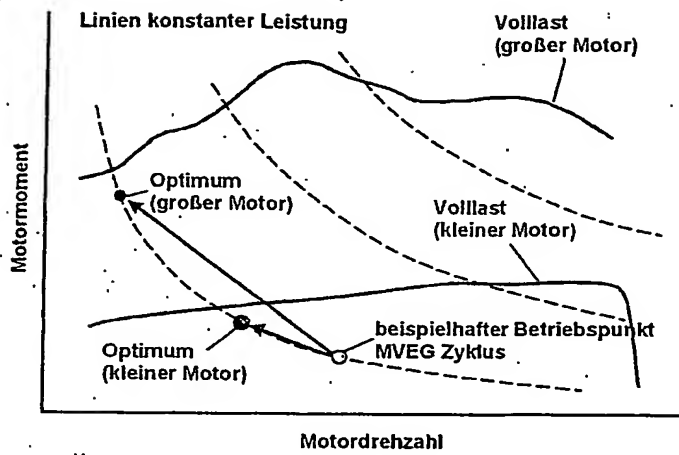
Figur 208



Figur 209

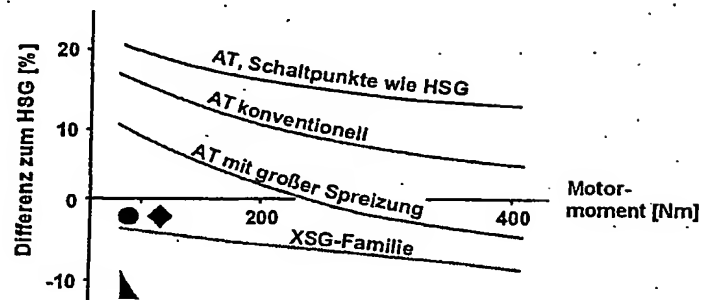


Figur 210

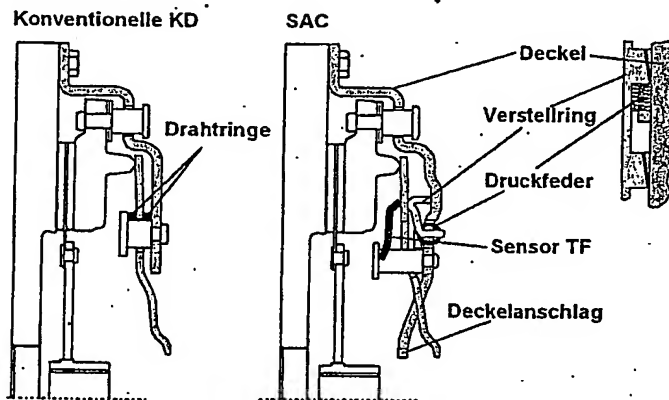


Figur 211

- Corsa 1.0 l
- ◆ Corsa 1.2 l
- ▲ Corsa 1.0 l Eco

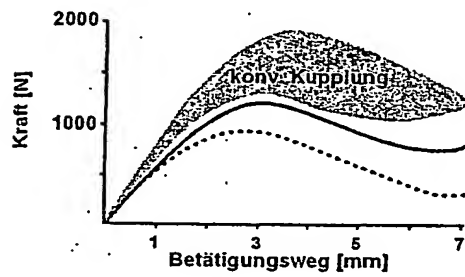


Figur 212

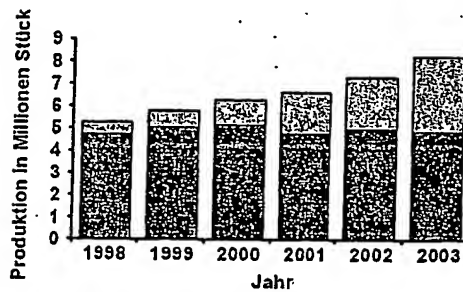


Figur 213

- SAC I für Fußkraftbetätigung
- ... SAC I für automatische Kupplung

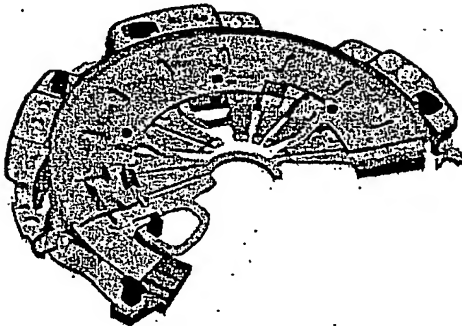


Figur 214



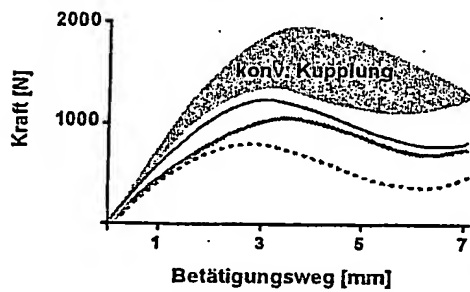
- Konventionelle KD
- SAC

Figur 215

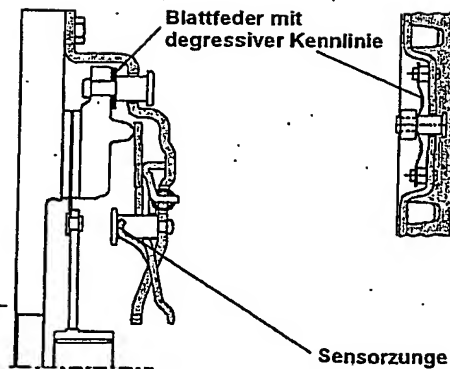


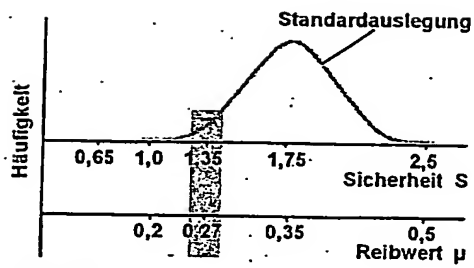
Figur 216

- SAC I für Fußkraftbetätigung
- SAC II für Fußkraftbetätigung
- ... SAC II für automatische Kupplung

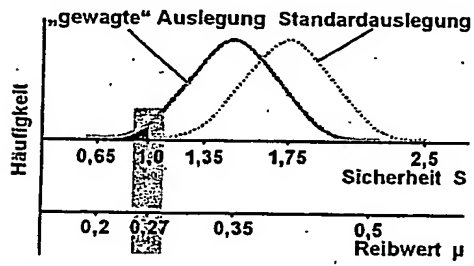


Figur 217



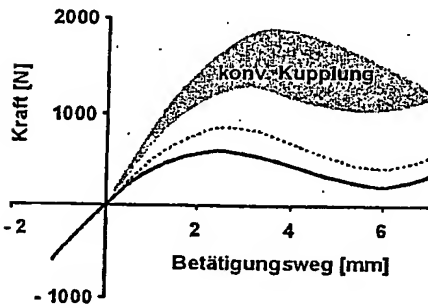


Figur 218



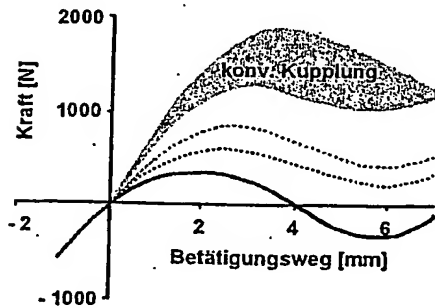
Figur 219

- ... SAC II
- SAC II mit 30% reduziertem Übertragungsmoment

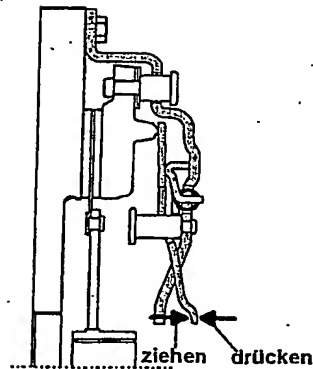
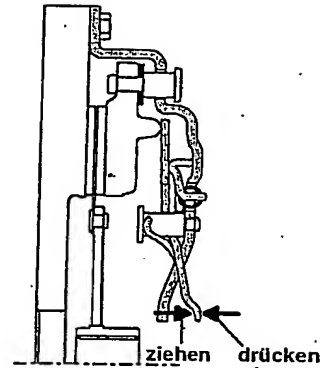


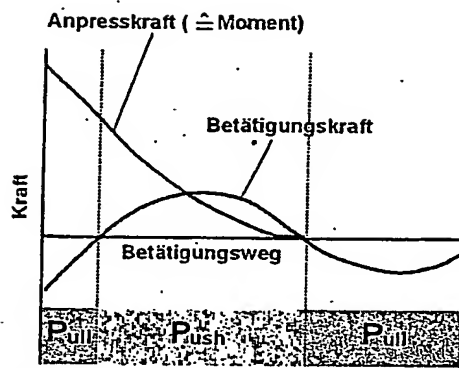
Figur 220

- ... SAC II
- ... SAC II mit 30% reduziertem Übertragungsmoment
- PPP Kupplung

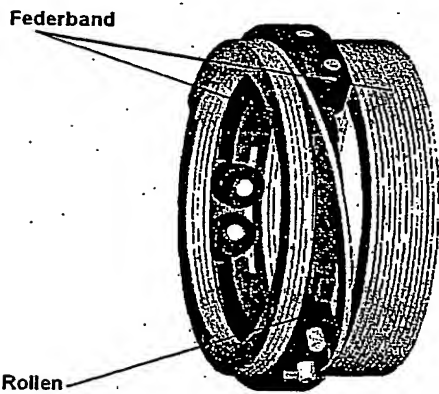


Figur 221

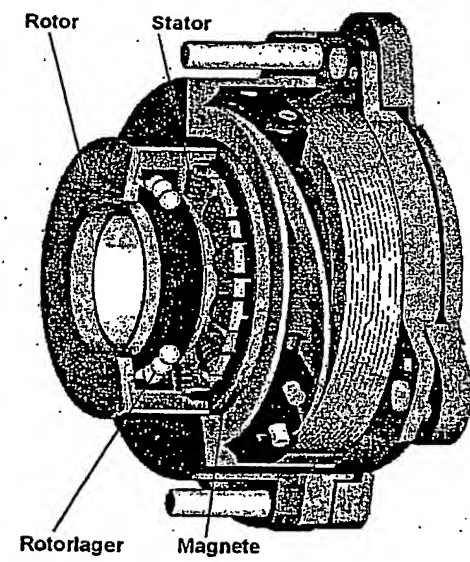




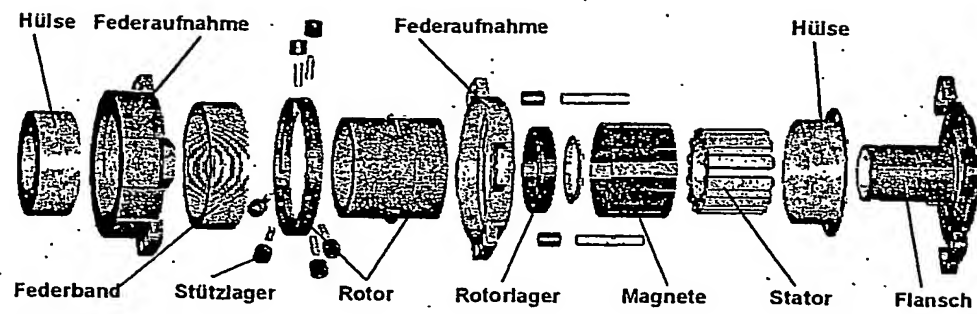
Figur 222



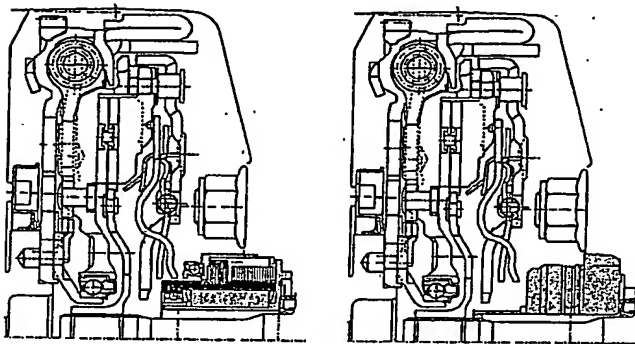
Figur 223



Figur 224



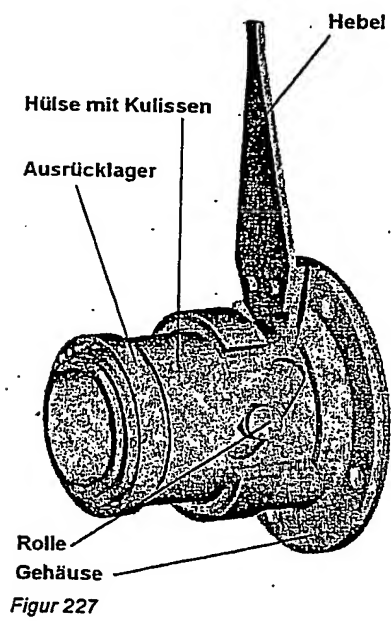
Figur 225



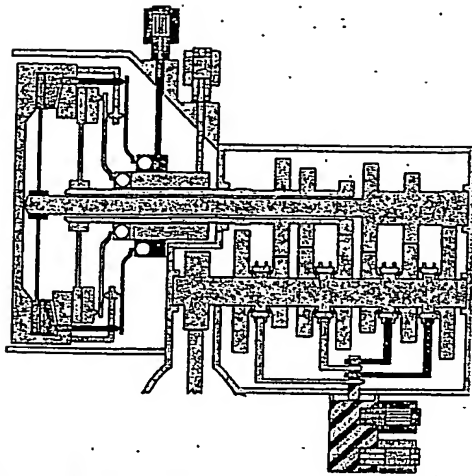
Kupplungsbetätigung
mit integrierter Aktorik (EZA)

Serienstand mit CSC

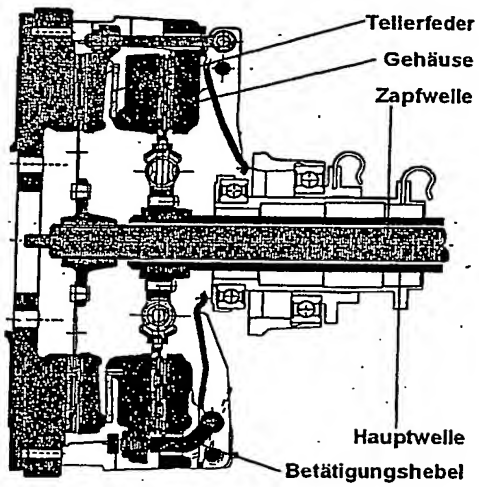
Figur 226



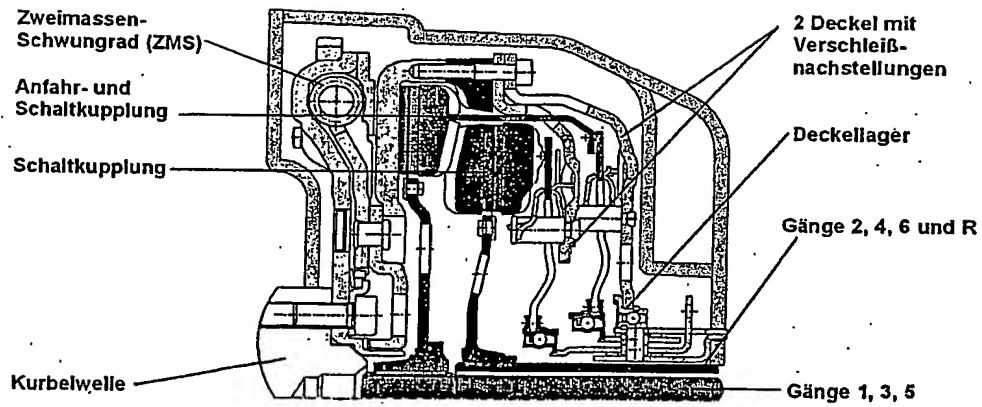
Figur 227



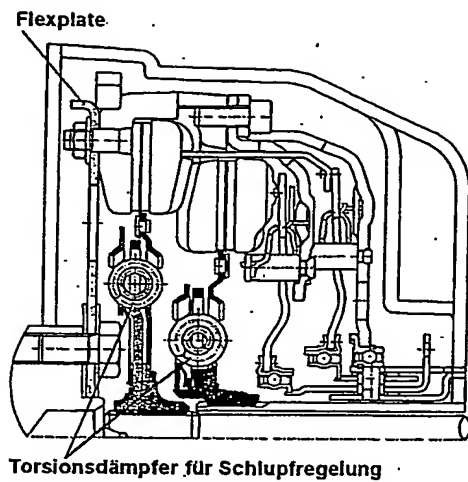
Figur 228



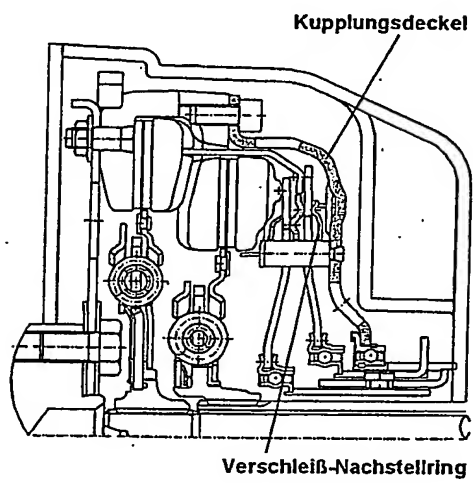
Figur 229



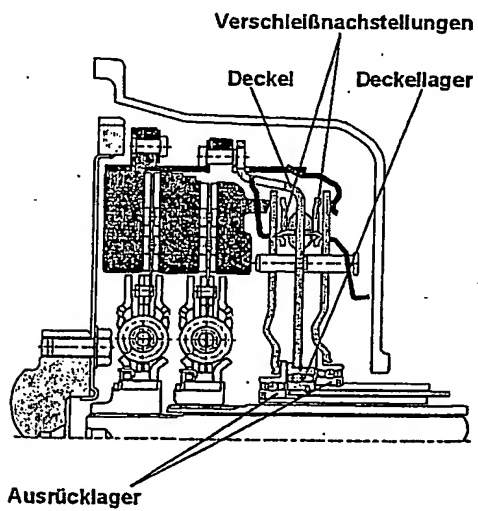
Figur 230



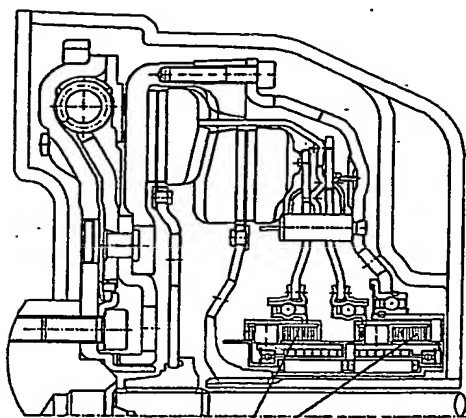
Figur 231



Figur 232

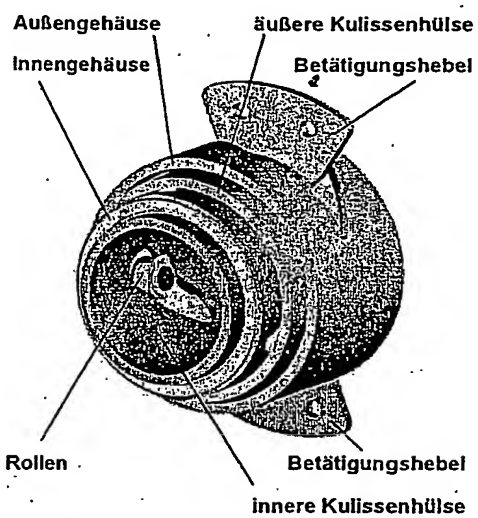


Figur 233

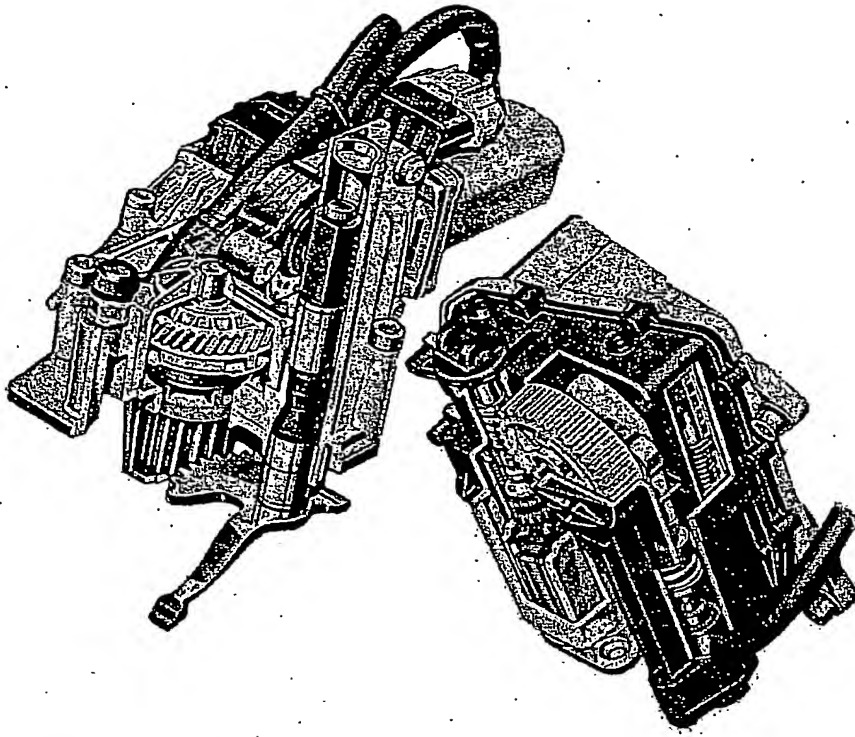


Betätigung durch Doppel-EZA

Figur 234



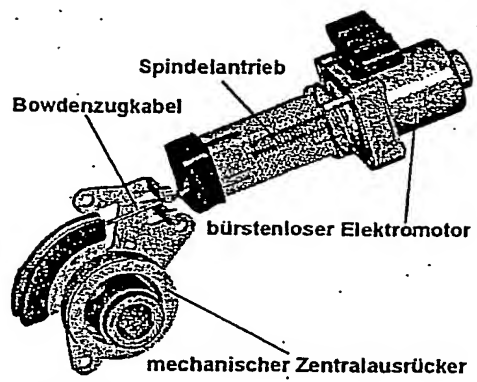
Figur 235



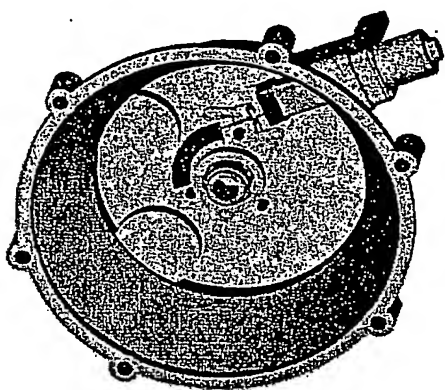
Figur 236



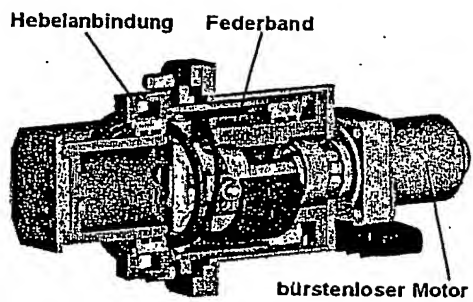
Figur 237



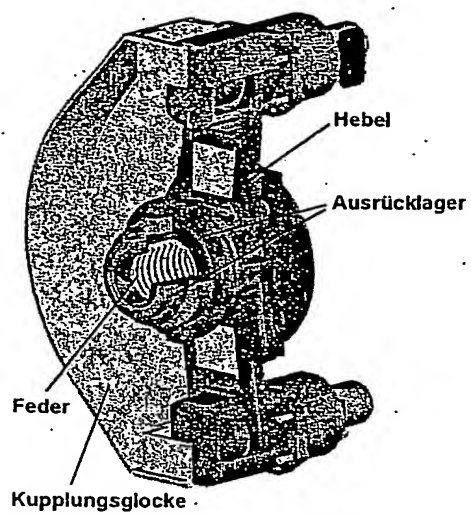
Figur 238



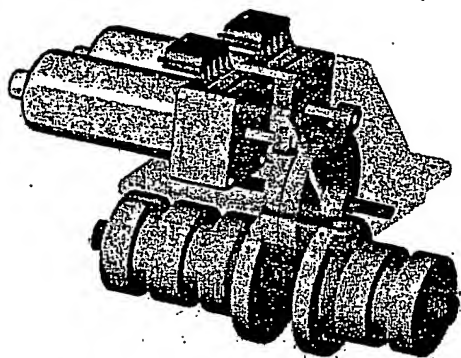
Figur 239



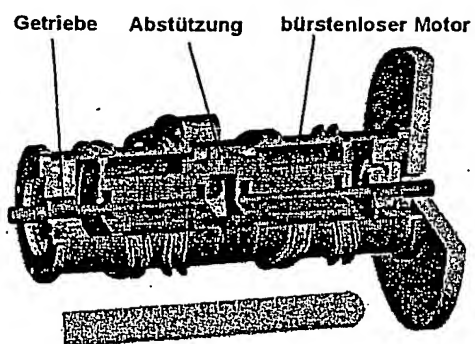
Figur 240



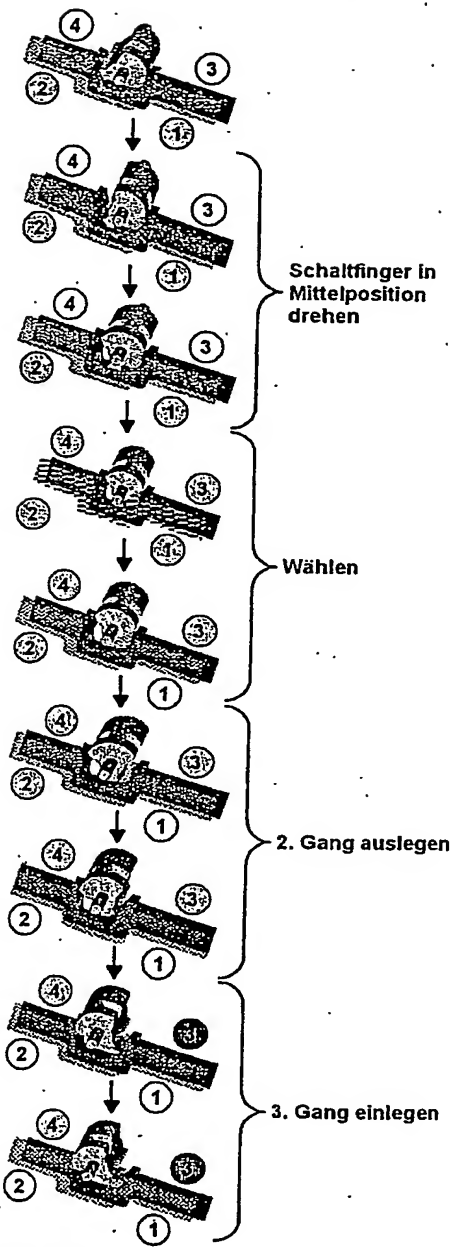
Figur 241



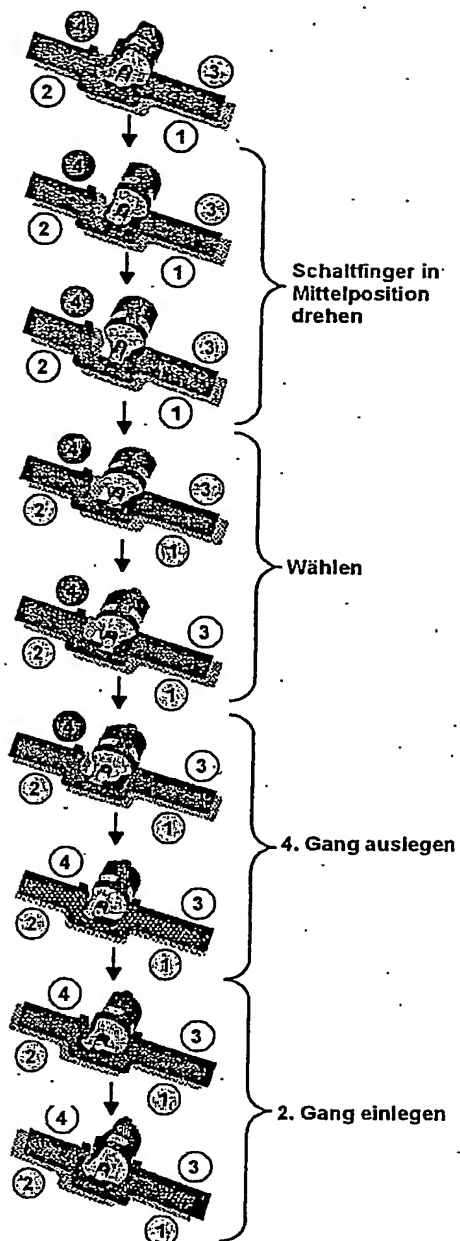
Figur 242



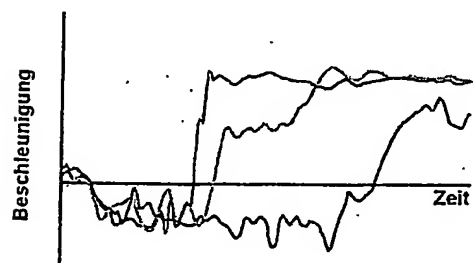
Figur 243



Figur 244

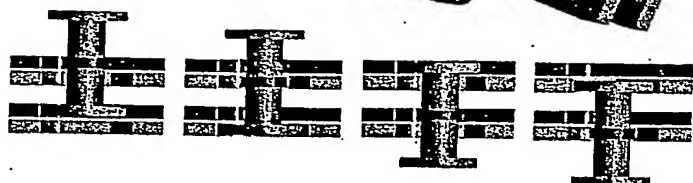
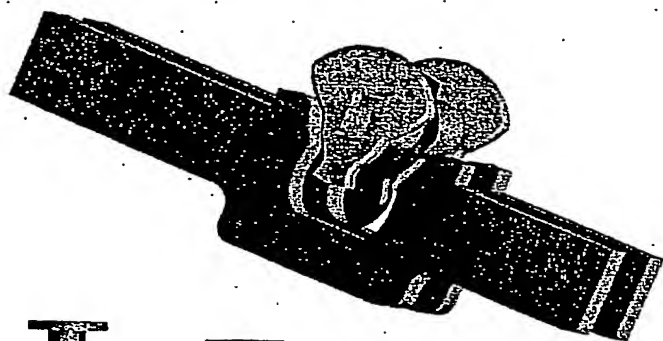


Figur 245



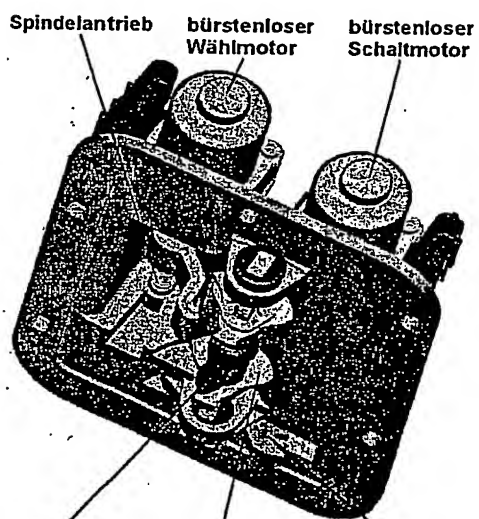
- LuK ASG mit Active Interlock 5 → 2
- ▨ LuK ASG 5 → 2
- ⋯ Schaltwalze 5 → 3

Figur 246



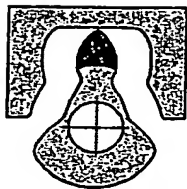
- Schaltschienen gerade Gänge ■ Schaltfinger
- Schaltschienen ungerade Gänge ■ Auslegegeometrien

Figur 247

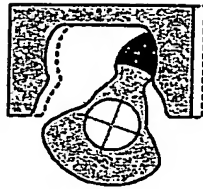


- Spindelantrieb bürstenloser Wahlmotor bürstenloser Schaltmotor
- Schaltfinger Auslegegeometrie Antrieb Schaltwelle

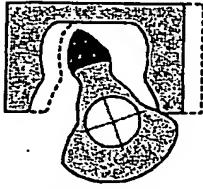
Figur 248



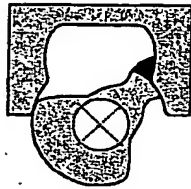
Mittelstellung



Auslegen 1

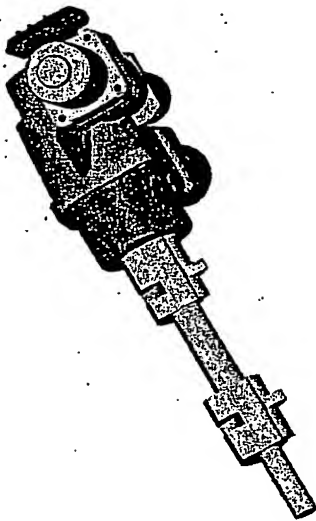


Auslegen 2

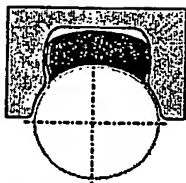


Sperren

Figur 249



Figur 250

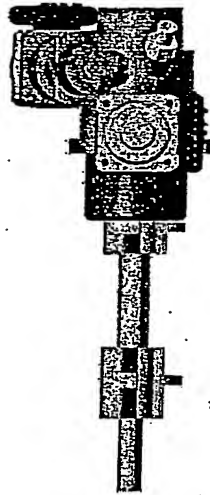


Figur 251

Handschaltgetriebe



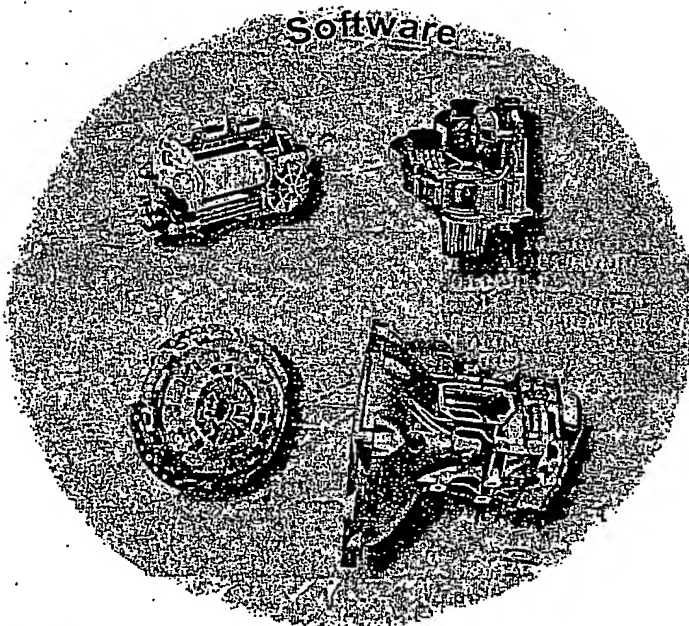
ASG mit Active Interlock



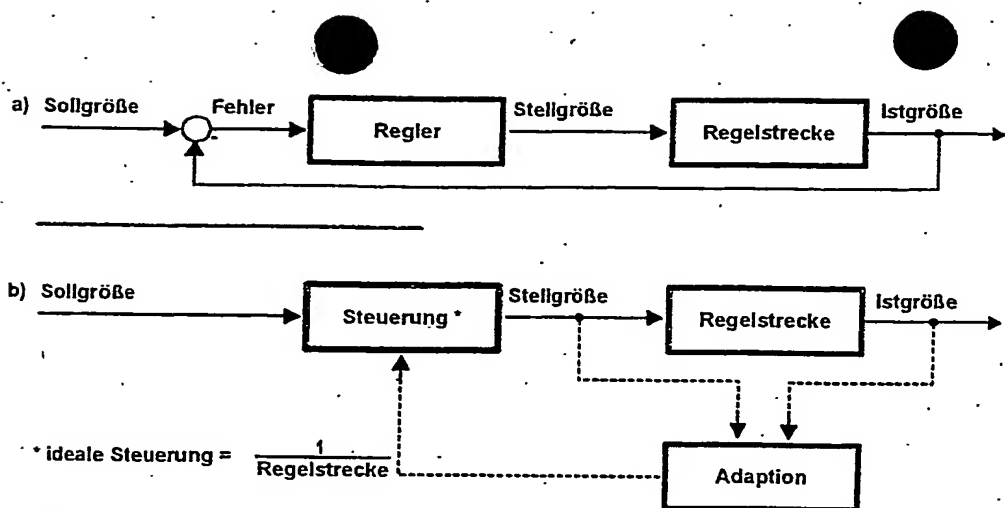
PSG mit Active Interlock



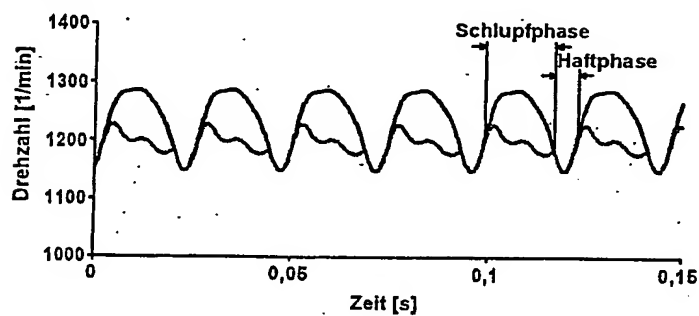
Figur 252



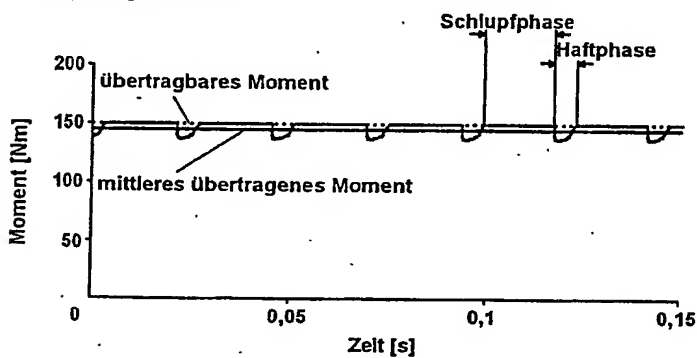
Figur 253



Figur 254

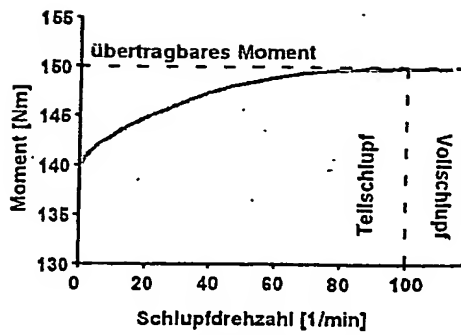


— Motordrehzahl
— Kupplungsdrehzahl



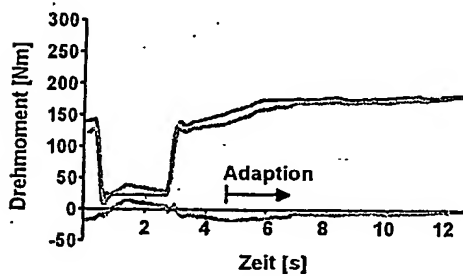
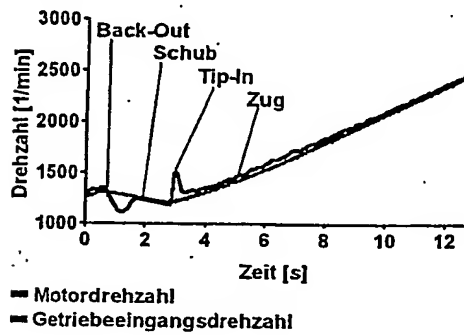
— übertragenes Moment

Figur 255



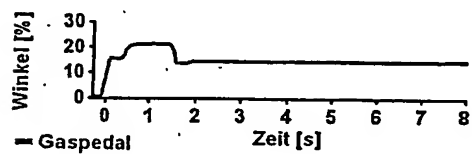
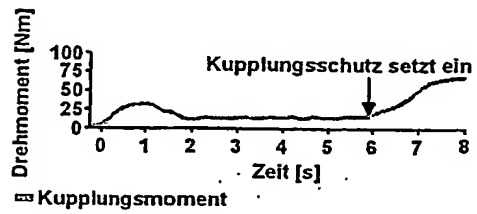
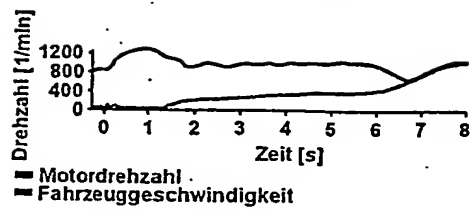
■ mittleres übertragenes Moment
bei konstanter Anpresskraft

Figur 256

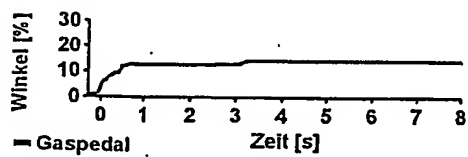
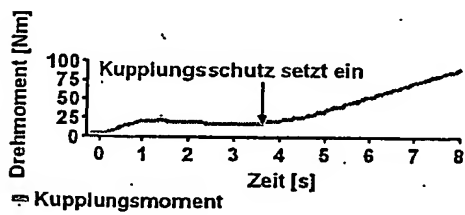
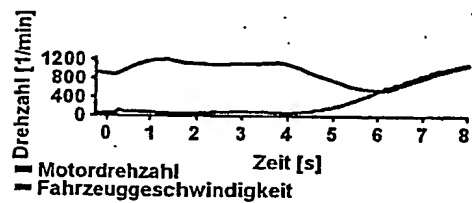


■ Gesamtmoment ■ Steuerungsanteil
■ Regelungsanteil

Figur 257



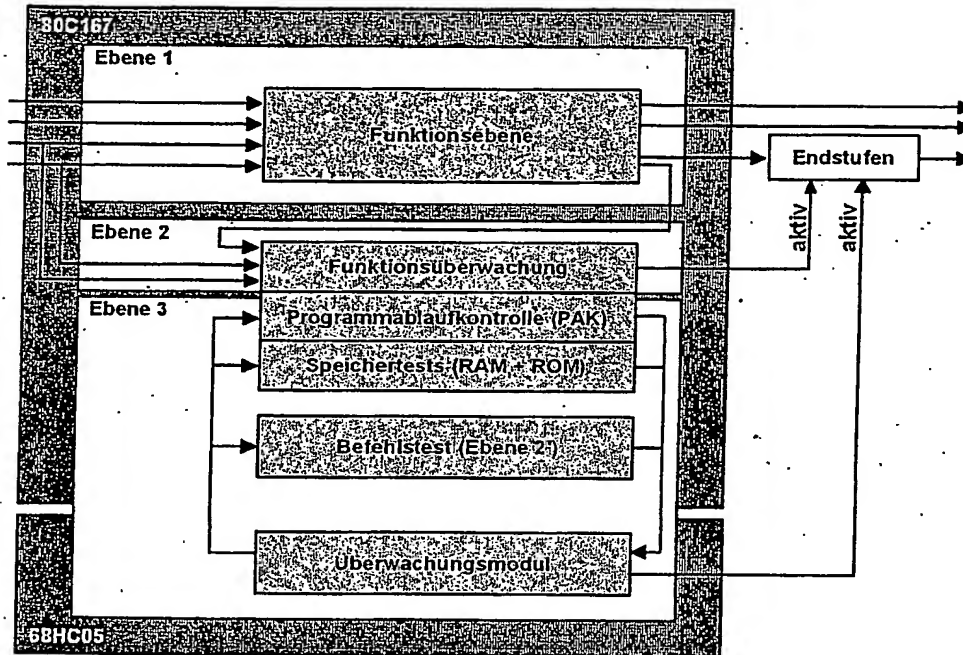
Figur 258



Figur 259

		Situation		
		Geschlossen	Zwischenstellung	Geöffnet
Reaktion	Schließen	✓	?	⚡
	Öffnen	⚡	?	✓
	Stehenbleiben	✓	✓	✓

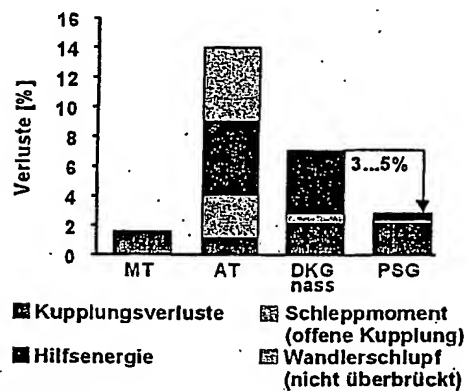
Figur 260



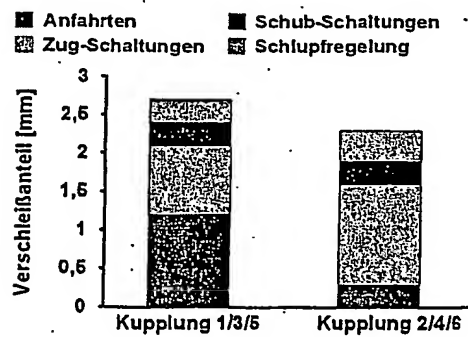
Figur 261

	Trocken- kupplung	Nass- kupplung
Verbrauch		
Überlastbarkeit Berganfahrten		
Option für modulare Familien		
Bauraum/ Gewicht		
Verhalten bei Ausfall		
Schaltqualität Regelbarkeit		

Figur 262

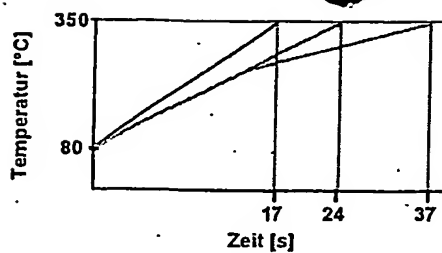


Figur 263



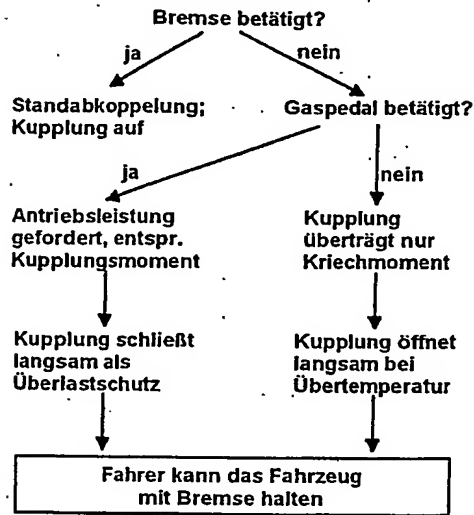
Fahrzeug 2000 kg
 Motor 400 Nm
 Kupplungen Durchmesser 250/220
 Lebensdauer 240 000 km

Figur 264

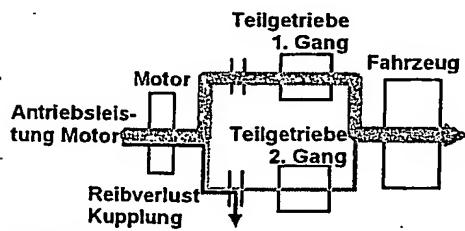


- Fall 1: 1. Gang wie Handschalter
 Fall 2: 1. Gang 20% kürzer
 Fall 3: Anfahren über beide Kupplungen

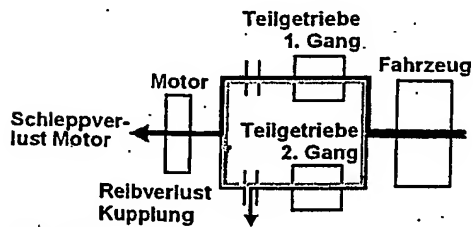
Figur 265



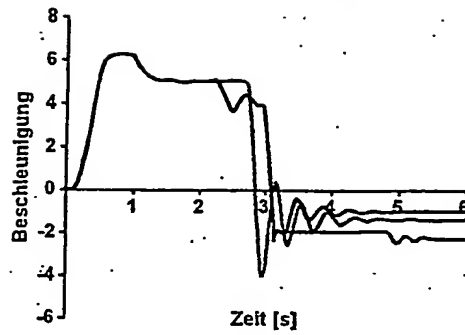
Figur 266



Figur 267

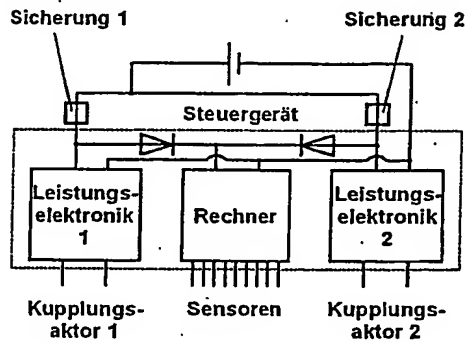


Figur 268

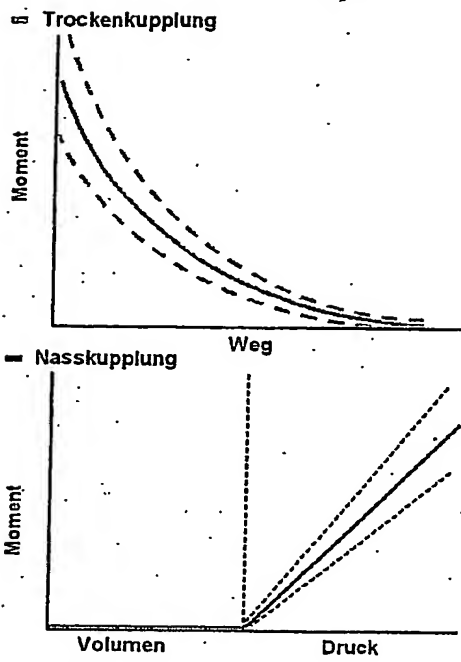


- 1. Gang: Zug → Schub-Wechsel
- Ausfall bei 1 → 2 Schaltung, danach Zug-Schub-Wechsel
- Ausfall bei 1 → 2 Schaltung, danach Zug → $M_{\text{mot}} = 0 \text{ Nm}$

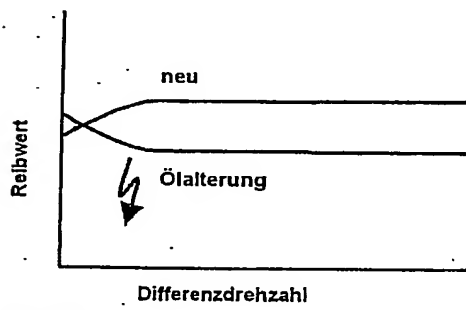
Figur 269



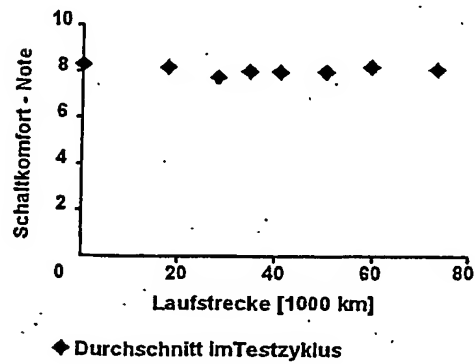
Figur 270



Figur 271

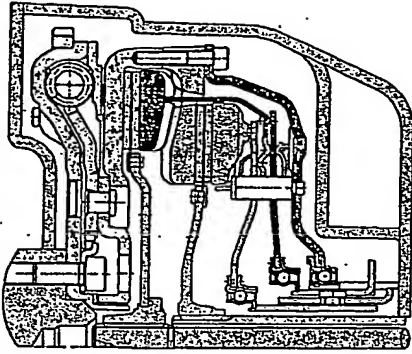


Figur 272



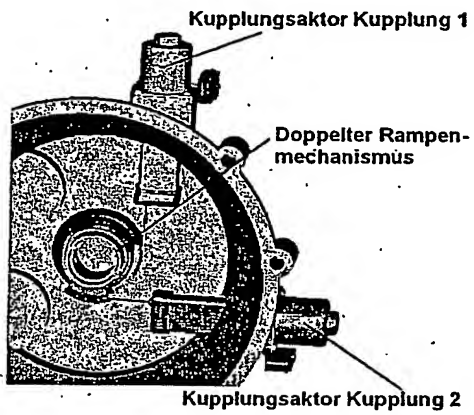
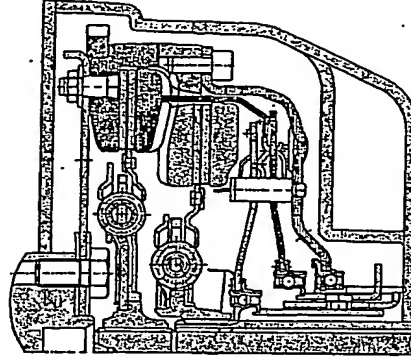
Figur 273

mit ZMS



Figur 274

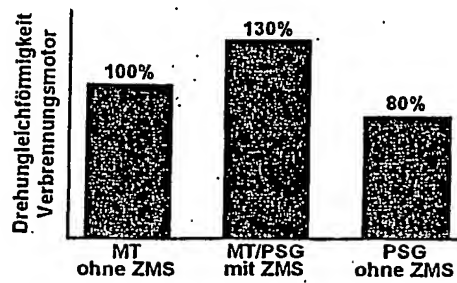
mit Flexplate



Figur 275

	ohne ZMS	mit ZMS
MT / ASG	0,2 kgm ²	0,25 kgm ²
PSG	0,25 kgm ²	0,35 kgm ²

Figur 276

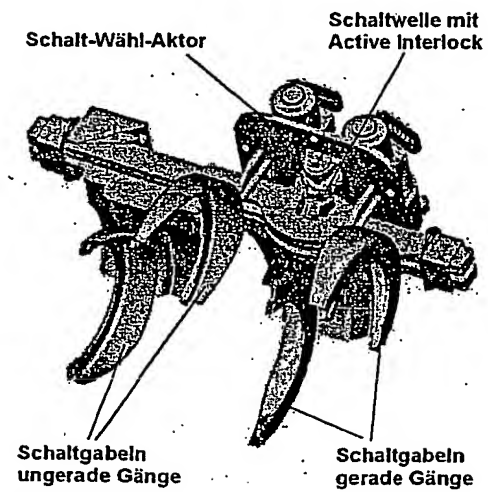


Figur 277

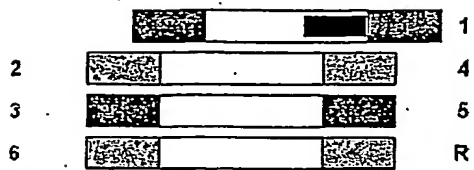
	Mehrverbrauch	
	Manueller Modus	Automatik Modus
Optimierung Motorbetriebspunkt	$\pm 0\%$	-5,0%
Reduktion Massenträgheit	-0,5%	-0,5%
Schlupfregelung	+0,5%	+1,0%
Bilanz	$\pm 0\%$	-4,5%

beispielhafter Durchschnittswert

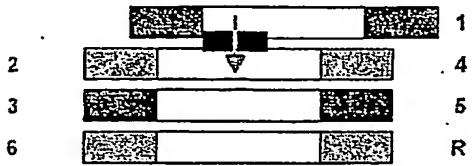
Figur 278



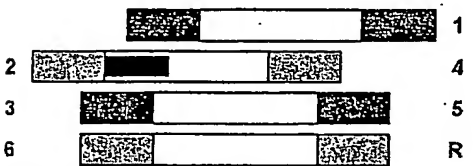
Figur 279



1. Schritt: Gang 1 einlegen

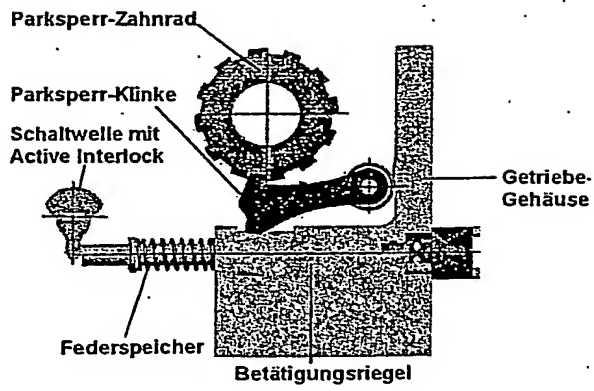


2. Schritt: wählen

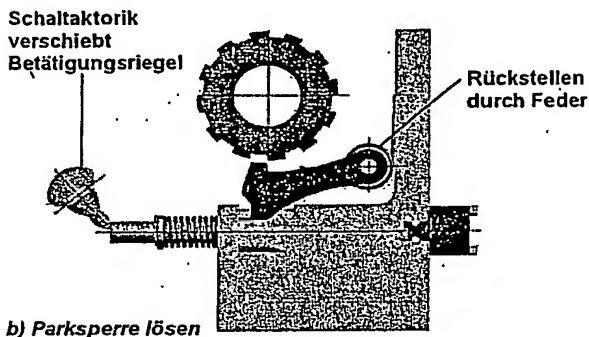


3. Schritt: zusätzlich Gang 2 einlegen

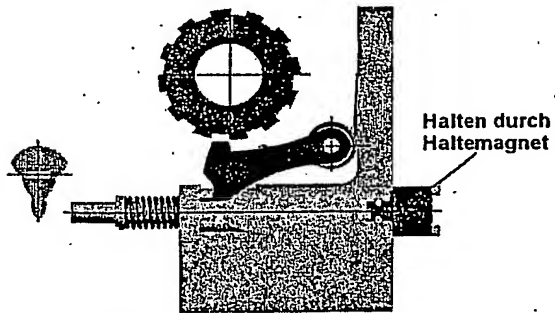
Figur 280



a) Parksperr-Zahnrad

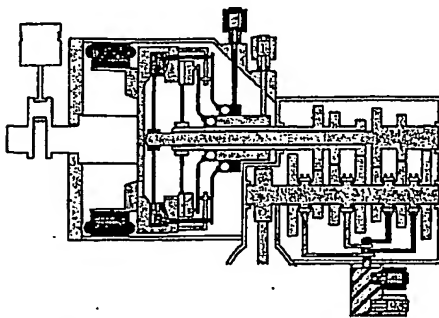


b) Parksperr-Klinke

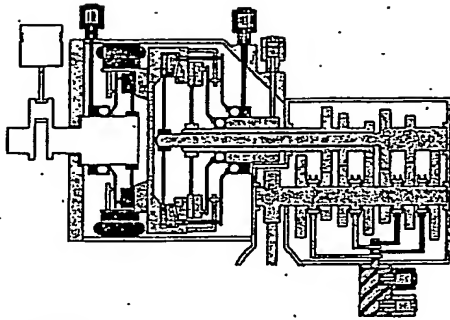


c) Parksperr-Zahnrad

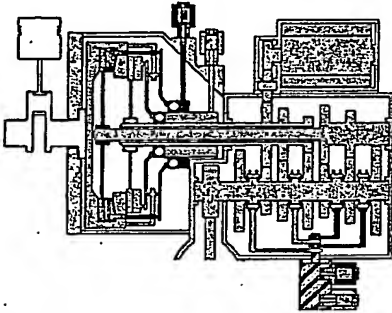
Figur 281



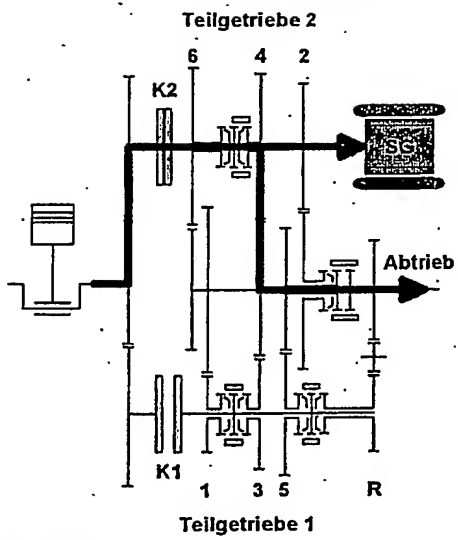
Figur 282



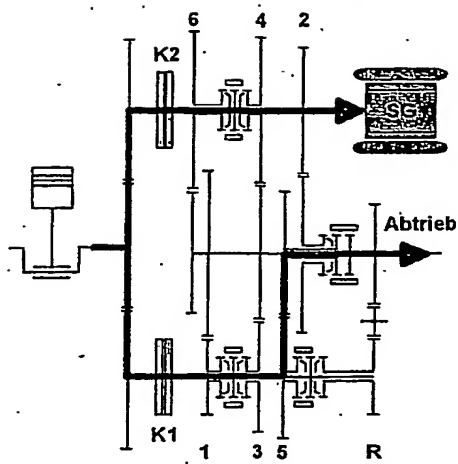
Figur 283



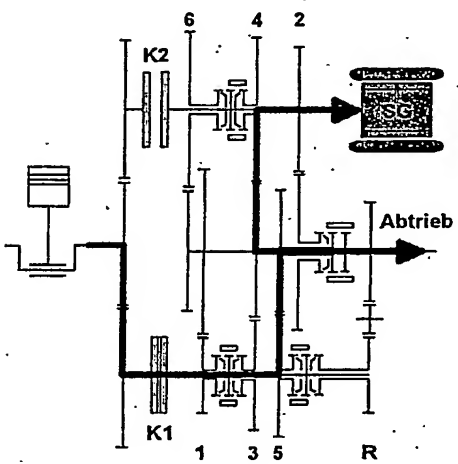
Figur 284



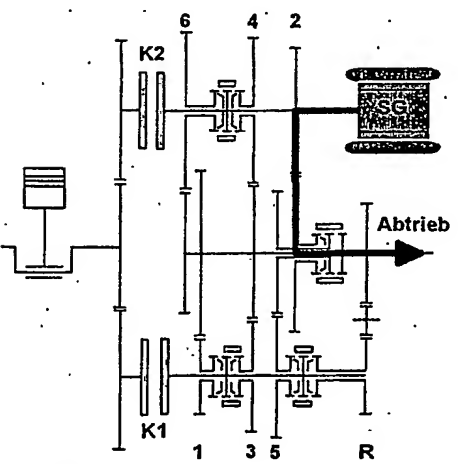
Figur 285



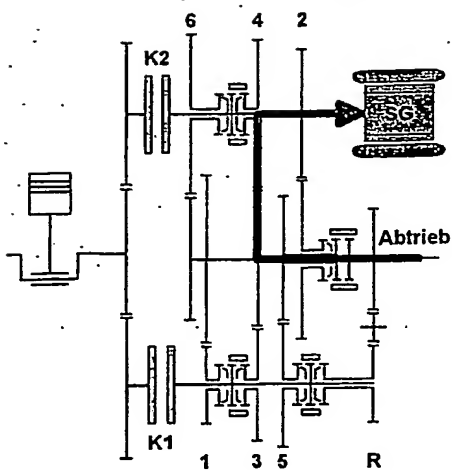
Figur 286



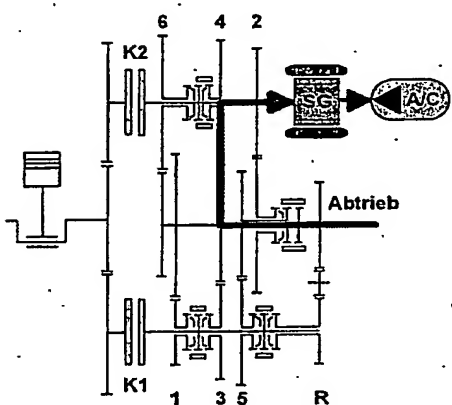
Figur 287



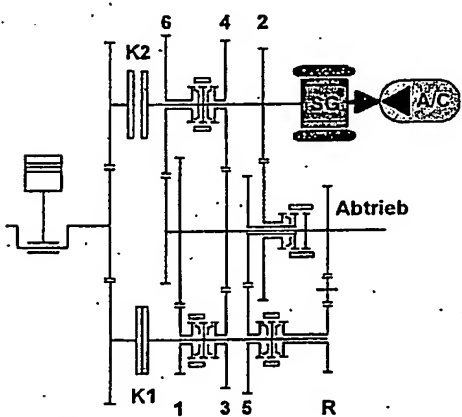
Figur 288



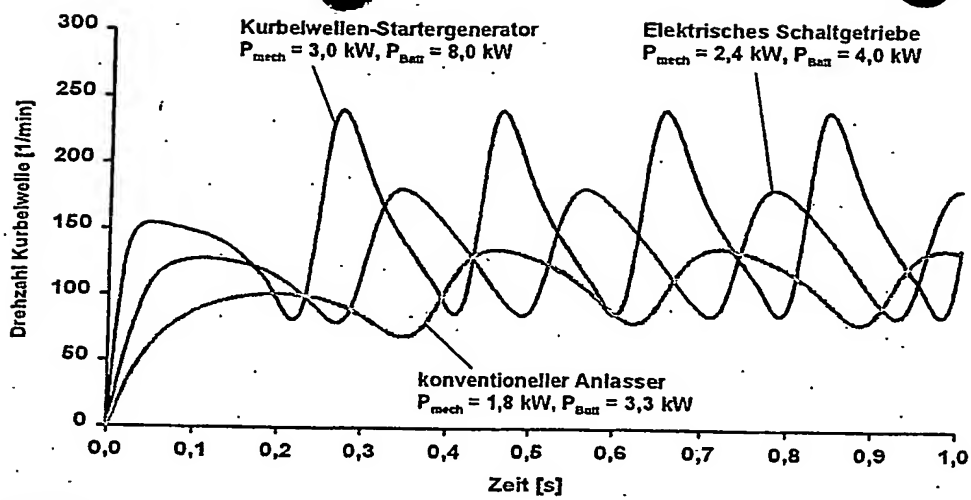
Figur 289



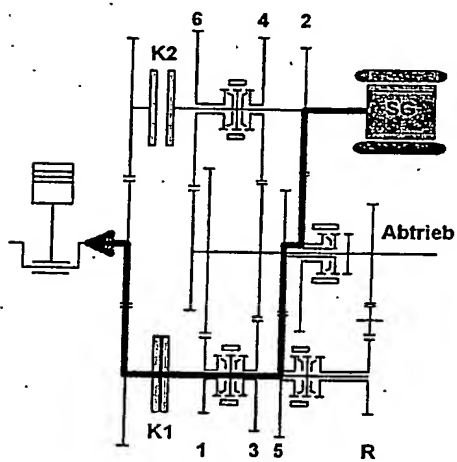
Figur 290



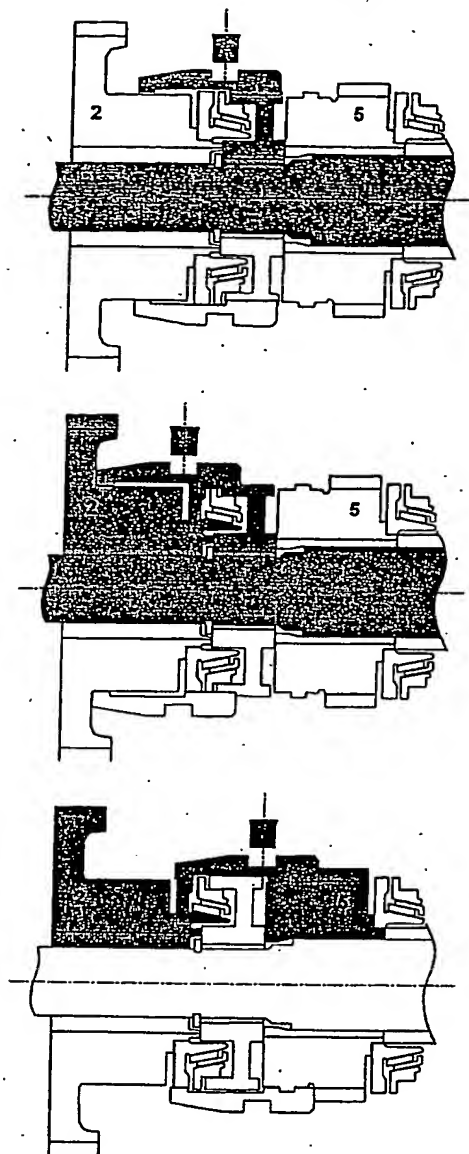
Figur 291



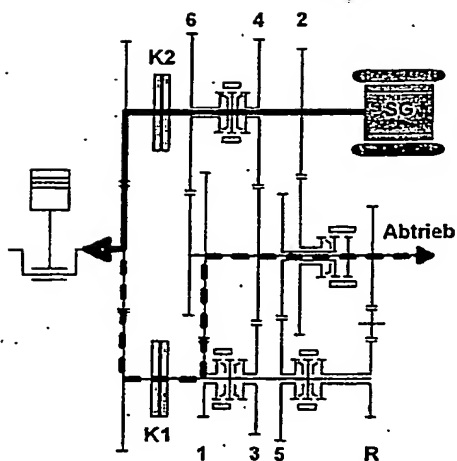
Figur 292



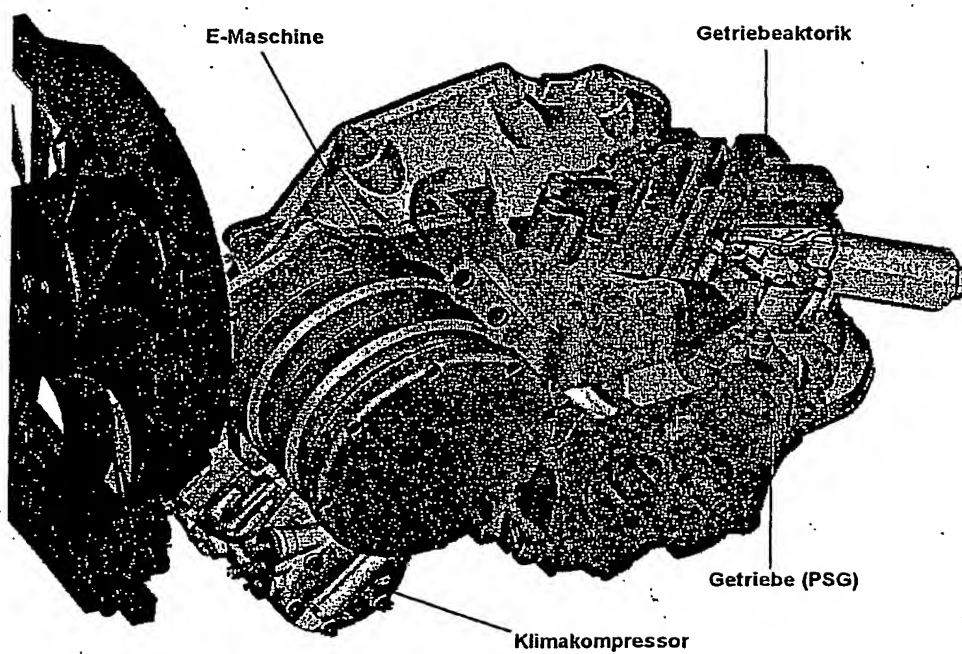
Figur 293



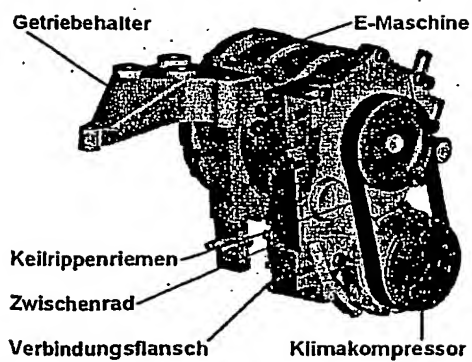
Figur 294



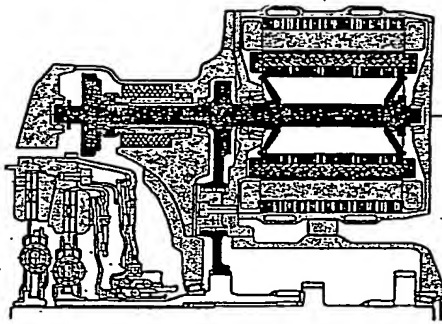
Figur 295



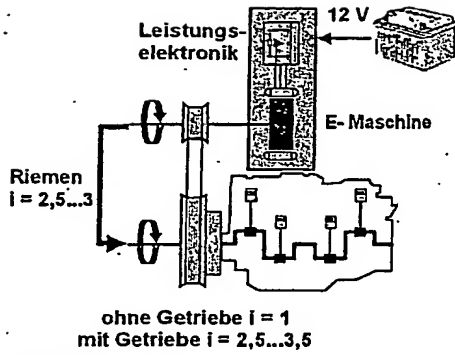
Figur 296



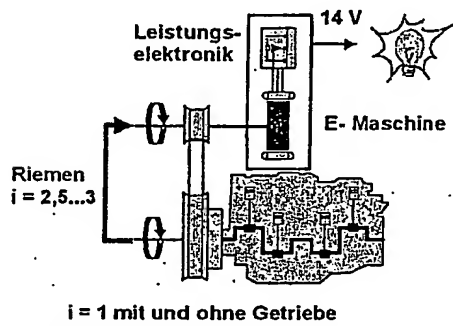
Figur 297



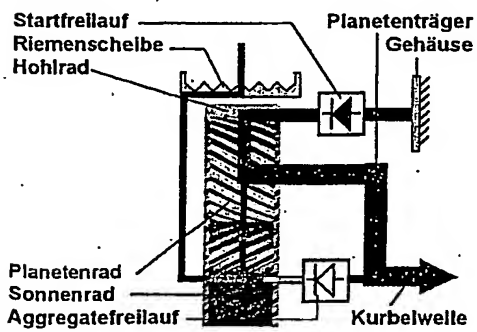
Figur 298



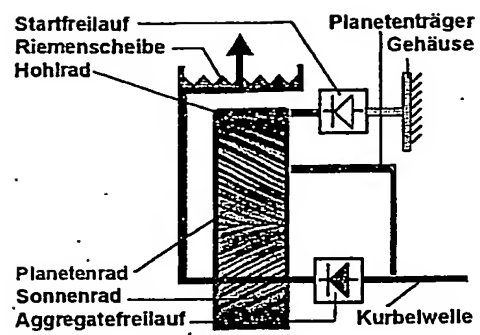
Figur 299



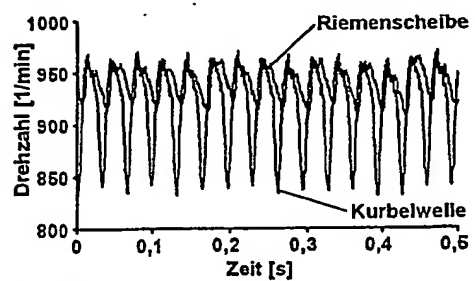
Figur 300



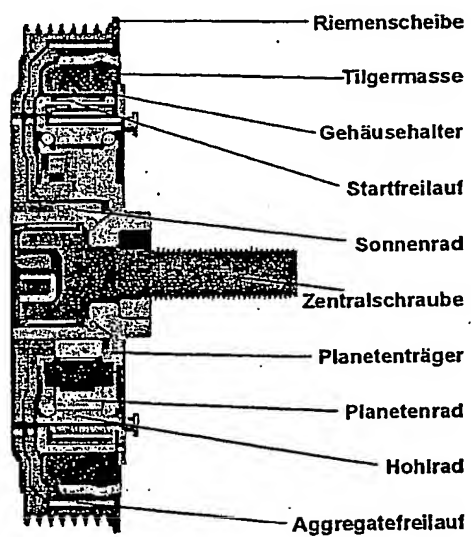
Figur 301



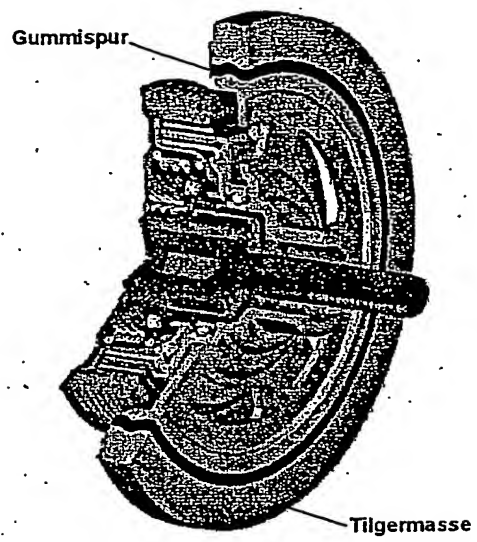
Figur 302



Figur 303



Figur 304



Figur 305

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☒ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.